

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ, НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

П.М. АНДРЕНКО
О.В. ДМИТРІЄНКО
М.С. СВИНАРЕНКО

ГАСИТЕЛІ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ
ОБ’ЄМНИХ ГІДРОАГРЕГАТІВ

ХАРКІВ
НТМТ
2012

УДК 621.646.94

ББК 34.447

А 65

Рецензенти: Г. Й. Зайончковський – д-р техн. наук, проф. (Національний авіаційний університет); З. Я. Лур'є – д-р техн. наук, проф. (Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”)

Рекомендовано вченою радою Національного технічного університету
“Харківський політехнічний інститут”

Андренко П. М.

А 65 Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів: Монографія. / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свинаренко – Х. : Видавництво “НТМТ”, 2012. – 160 с.

ISBN 978-617-578-099-2

У монографії наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень щодо проектування гасителів пульсацій тиску рідини для об'ємних гідроагрегатів. Особливу увагу приділено розробці математичних моделей їх робочих процесів, встановленню впливу конструктивних параметрів гасителя та робочих параметрів гідроагрегату, характеристик робочої рідини на коефіцієнт гасіння. Розглянуті питання надійності та економічної ефективності застосування гасителів у гідроагрегатах.

Для наукових працівників, інженерів, аспірантів та студентів.

Іл. 61. Табл. 21. Бібліогр.: 141 назв.

УДК 621.646.94

ББК 34.447

ISBN 978-617-578-099-2

© Андренко П. М., Дмитрієнко О. В.,
Свинаренко М.С., 2012

© Видавництво НТМТ, 2012

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень.....	6
Вступ.....	9
Розділ 1. Принципи побудови гасителів пульсацій тиску.....	11
1.1. Причини виникнення пульсацій витрати та тиску в об'ємному гідроагрегаті.....	11
1.2. Пульсації тиску та їх зв'язок з рівнем шуму.....	16
1.3. Конструктивні та схемні рішення гасителів пульсацій тиску.....	17
1.3.1. Вимоги до гасителів пульсацій тиску при їх проектуванні.....	23
1.3.2. Схемні рішення пасивних гасителів пульсацій тиску.....	24
1.3.3. Гаситель пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів.....	25
1.4. Методи розрахунку робочих процесів у гасителях пульсацій тиску	28
Розділ 2. Математичні моделі робочих процесів у гасителях пульсацій тиску.....	33
2.1. Властивості робочої рідини.....	33
2.2. Математичні моделі структурних елементів гасителів.....	36
2.2.1. Математичні моделі трубопроводів та каналів.....	36
2.2.2. Гідравлічна камера.....	41
2.2.3. Гідравлічні опори.....	42
2.2.4. Пружні елементи.....	44
2.3. Математичні моделі робочого процесу гасителів пульсацій тиску.....	54
2.3.1. Математична модель робочого процесу однокамерного гасителя пульсацій тиску.....	54
2.3.2. Математична модель робочого процесу інтерференційного гасителя пульсацій тиску.....	57
2.3.3. Математична модель робочого процесу гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів.....	59

Розділ 3. Дослідження робочого процесу в гасителях пульсацій тиску.....	64
3.1. Визначення частотного діапазону ефективного застосування пасивних гасителів пульсацій тиску.....	64
3.2. Дослідження робочого процесу в гасителі пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів у складі об'ємного гідроагрегата.....	70
3.2.1. Математичне моделювання течії робочої рідини у гасителі.....	71
3.2.2. Дослідження робочого процесу в гасителі.....	74
3.2.3. Визначення впливу конструктивних параметрів на коефіцієнт гасіння гасителя.....	83
3.2.4. Дослідження впливу форми пульсацій тиску в гідроагрегаті на коефіцієнт гасіння гасителя.....	87
Розділ 4. Експериментальні дослідження гасителів пульсацій тиску.....	91
4.1. Методика проведення експерименту.....	91
4.2. Прилади й контрольно-вимірвальна апаратура.....	94
4.3. Оцінка достовірності отриманих результатів.....	95
4.4. Дослідження пасивних гасителів пульсацій тиску.....	97
4.5. Дослідження гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів.....	101
4.6. Дослідження шумових характеристик гідроагрегату з гасителем пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів.....	112
Розділ 5. Методика проектування гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегату.....	116
5.1. Методика розрахунку і проектування гасителів пульсацій у складі об'ємного гідроагрегата.....	116
5.2. Надійність та економічна ефективність гасителів пульсацій тиску.....	120
5.2.1. Оцінка економічної ефективності гасителя.....	125

5.2.2. Економічна оцінка надійності гасителів при їх розробці та експлуатації.....	130
5.2.3. Склад економічних збитків при експлуатації гасителя в гідроагрегаті стенда для випробувань гідроапаратів.....	133
Закінчення.....	137
Додаток.....	140
Список використаних джерел.....	146

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

Лінійні виміри, площі та кути:

$A_{\text{др}}$ – площа прохідного перетину дроселя, м²;

A_i – площа i -го трубопроводу (каналу), м²;

$D_{\text{пр}}$ – середній діаметр пружини, м;

$d_{\text{пр}}$ – діаметр дроту пружини, м;

$d_{\text{тр}}$ і $\delta_{\text{тр}}$ – відповідно внутрішній діаметр і товщина стінки трубопроводу, м;

$r_{\text{тр}}$ – внутрішній радіус трубопроводу, м.

Тиск:

p – тиск, МПа;

$p_{\text{ж}}$ – тиск живлення, МПа;

$p_{\text{з}}$ – тиск зливу, МПа;

$p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів робочої рідини, МПа;

p_i – тиск у i -тій камері, МПа;

Δp – перепад тиску, МПа.

Швидкість, витрати та потужність:

c – швидкість звуку в робочій рідині, м/с;

q і $q_{\text{т}}$ – відповідно дійсна і теоретична витрати, м³/с;

$q_{\text{др}}$ – витрата через дросель, м³/с;

$q_{\text{ст0}}$ – витрата стискування, м³/с;

q_{max} і q_{min} – відповідно максимальне і мінімальне значення сумарної миттєвої подачі, м³/с;

T – період, с;

t – час, с;

v – швидкість течії робочої рідини, м/с;

$v_i(x, t)$ – середня швидкість потоку в i -тій трубі, м/с;

f – частота, Гц;

$\omega = 2\pi f$ – кругова частота, с^{-1} ;

P – потужність, Вт;

n – частота обертання, с^{-1} ;

g – прискорення сили тяжіння;

Характеристики робочої рідини:

$\mu_{\text{с}}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря, $\text{Па} \cdot \text{с}$;

$\nu_{\text{тс}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря, $\text{м}^2/\text{с}$;

$\rho_{\text{р0}}$ і $\rho_{\text{г0}}$ – густина рідини і газової складової за нормальних умов відповідно, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\rho_{\text{с}}$ – густина робочої рідини з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$E_{\text{р}}$ – модуль об'ємної пружності робочої рідини, МПа;

$E_{\text{с}}$ – модуль об'ємної пружності робочої рідини з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря, МПа;

$E_{\text{прс}}(t)$ – приведений модуль пружності робочої рідини, МПа.

Коефіцієнти:

$c_{\text{гд}}$ – коефіцієнт жорсткості гідродинамічної пружини, $\text{кг}/\text{с}^2$;

$k_{\text{г}}$ – коефіцієнт гасіння;

$\text{Re}_{\text{к}}$ – коефіцієнт корекції;

$\mu_{\text{др}}(\text{Re}_{\text{др}})$ – коефіцієнт витрати дроселя в залежності від числа $\text{Re}_{\text{др}}$;

$\mu_{\text{с}}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати сопла в залежності від числа Re .

Параметри гасителів пульсацій тиску:

$A_{\text{с}}$ – ефективна площа сильфона;

$d_{\text{к}}$ – діаметр гідравлічної камери, м;

$d_{\text{с}}$ – середній діаметр сильфона, м;

d_i і l_i – діаметр і довжина i -ої камери (каналу) відповідно, м;

$l_{\text{с}}$ – довжина сильфона, м;

$E_{\text{тр}}$ – модуль пружності матеріалу трубопроводу, МПа;

$c_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини, Н/м;

$c_{\text{С}\Sigma}$ – жорсткість сильфона за тиском, Н/м;

i – кількість елементів;

q_i і p_i – витрата і тиск в i -ій камері гасителя пульсацій тиску відповідно, м³/с і МПа;

r_i – радіус перетину i -го каналу, м;

V_i – об'єм i -тої камери, м³;

$L_i(t)$ – індуктивний опір i -го каналу, кг/м⁴;

$R_i(t)$ – активний опір i -го каналу, кг/с · м⁴;

$C_i(t)$ – ємність i -го каналу, с² · м⁴/кг.

Критерії:

Re – число Рейнольдса;

$Re_{\text{др}}$ – число Рейнольда дроселя;

$Re_{\text{м}} = \frac{v \cdot d_{\text{г}}}{\nu_t}$ – число Рейнольдса, що обчислюється за миттєвим значенням

швидкості v .

Скорочення:

ГА – гідроагрегат;

РР – робоча рідина.

ВСТУП

Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією роботи гідравлічних систем та агрегатів, енергозбереженням, поліпшенням умов праці. До їх робочих і експлуатаційних характеристик пред'являються досить жорсткі вимоги з підвищення технічного рівня. Стосовно об'ємних ГА, які найбільш повно задовольняють вимогам ощадливої витрати матеріалів і енергоресурсів та забезпечують високі показники ККД і надійності, є зменшення шуму та вібрації, значення яких регламентовано відповідними ДСТУ. Сьогодні існує два шляхи вирішення цієї важливої проблеми. Перший – це зменшення пульсацій тиску РР на виході з об'ємної гідромашини, які виникають внаслідок нерівномірної подачі та опору гідравлічної системи, за рахунок удосконалення конструкції її розподільного вузла чи шляхом вибору раціональних параметрів ГА та розміщення його елементів. Другий – застосування гідравлічних гасителів пульсацій тиску, що, на нашу думку, є найбільш перспективним, оскільки технологічні можливості удосконалення конструкцій об'ємних гідромашин багато в чому вже вичерпані.

Встановлено, що зменшення пульсацій тиску РР не тільки забезпечує надійність роботи окремих елементів і ГА в цілому а в окремих випадках є необхідною умовою функціонування ГА. Пульсації тиску РР у ГА є основним видом руйнування трубопроводів. Їх зменшення допускає зниження запасів міцності трубопроводів, а отже, і їх маси. Крім того пульсації тиску РР є однією з причин розгерметизації з'єднань, вони зменшують надійність об'ємних ГА внаслідок впливу на їх чутливі елементи та виконавчі механізми, викликають незатухаючі коливання клапанів, дроселюючих гідророз-

подільників, сервомеханізмів, що є одним із факторів, який впливає на стійкість роботи ГА.

Слід зазначити, що існуючи методи розрахунку та проектування гасителів пульсацій тиску не враховують: нестаціонарність гідромеханічних процесів; що відбувається в них; характеристик РР та пружних елементів, що змінюються в процесі їх функціонування; ряд інших важливих факторів, які підвищують точність математичних моделей робочого процесу, що відбуваються в гасителях пульсацій тиску та ГА. На сьогодні відсутні такі конструкції гасителів пульсацій тиску, які могли б у широкому діапазоні автоматично підстроюватися під зміну до пульсацій тиску в ГА. Тому розробка та дослідження гасителів пульсацій тиску РР для об'ємних ГА, удосконалення конструкцій, створення науково обґрунтованих методів їх розрахунку та проектування становить складову важливої наукової проблеми, що має також не меншу практичну значимість.

Автори висловлюють щире подяку докторам технічних наук, професорам Г. Й. Зайончковському, З. Я. Лур'є за ряд цінних зауважень, зроблених під час рецензування рукопису.

РОЗДІЛ 1. ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ ГАСИТЕЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

1.1. Причини виникнення пульсацій витрати та тиску в об'ємному гідроагрегаті

Основною причиною пульсації тиску РР у ГА є пульсації, обумовлені нерівномірністю подачі об'ємного насоса та опору гідравлічної системи. Важливе значення у виникненні збудження пульсації РР мають гідродинамічні перехідні процеси в гідроапаратах, які обумовлені спрацюванням запірно-регулюючих елементів та їх коливанням під дією змінних гідродинамічних сил, що виникають внаслідок дії пульсуючого потоку РР на виході з об'ємного насоса. Крім того, пульсація РР може бути викликана внаслідок кавітаційних та турбулентних явищ, які можуть мати місце у проточній частині насосів, трубопроводів, гідроапаратів, а також коливаннями рухомих механічних частин як елементів насоса, так й інших елементів ГА [68, 140].

Нерівномірність подачі об'ємного насоса, як правило, оцінюють коефіцієнтом нерівномірності подачі [88]:

$$\delta_{\Pi} = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\max}}, \quad (1.1)$$

де q_{\max} – максимальне значення сумарної миттєвої подачі; q_{\min} – мінімальне значення сумарної миттєвої подачі.

Для практичних розрахунків замість формули (1.1) для радіально-поршневих насосів в [25] пропонується використовувати емпіричні залежності:

* при непарній кількості поршнів

$$\delta_{\Pi 1} = 2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{4z} \right) \approx \frac{1.25}{z^2};$$

* при парній кількості поршнів

$$\delta_{\Pi 2} = 2 \sin^2 \left(\frac{\pi}{4z} \right) \approx \frac{5}{z^2}.$$

Зазначимо, що фактична нерівномірність подачі РР значно перевищує її значення, розраховане за залежністю (1.1), що обумовлено стисканням РР, яка знаходиться в камерах насоса, при її переносі з порожнини всмоктування в напірну порожнину [87], а також допусками на виготовлення насоса. Аналогічні процеси відбуваються в насосах інших типів.

Під пульсацією тиску Δp розуміємо перепад між максимальним і мінімальним миттєвим тиском у порожнині нагнітання насоса $\Delta p = p_{\max} - p_{\min}$, викликаних зміною витрати q_{\max} і q_{\min} . Якщо коливання робочої рідини рівні за величиною або кратні власній частоті коливань, яка змінюється разом зі зміною навантаження ГА, то відбувається підсилення амплітуди пульсації [135]. Треба, однак, зауважити, що гідравлічна система має властивості фільтра коливань [96], тому, при виникненні періодичних коливань усі вищі гармоніки придушуються лінійною частиною фільтру [84, 140]. Зазначимо, що перша гармоніка коливань витрати та тиску РР обумовлена нерівномірністю подачі об'ємного насоса і є домінуючою для більшості об'ємних насосів [29, 67, 79].

Розглянемо пульсацію витрати РР, маючи на увазі її зв'язок з тиском через відомі залежності, на прикладі шестеренного насоса (рис. 1.1). Теоретична нерівномірність витрати шестеренного насоса – δ_n (рис. 1.2.) має пульсуючий характер та визначається за залежністю [39]

$$\delta_n = \frac{t^2/4}{r_r^2 - r^2 - t^2/12}, \quad (1.2)$$

де t – основний крок; r_r – радіус виступів; r – радіус початкового кола.

Треба зауважити, що фактична нерівномірність витрати РР значно перевищує її значення, розраховане за формулою (1.2), що обумовлено стисканням РР [87] та конструктивними особливостями насоса (рис. 1.3). Вона зазвичай визначається дослідним шляхом. Коливання витрати РР на виході з насоса внаслідок опору потоку рідини у ГА викликають відповідні цим коливанням пульсації тиску, частота яких визначається за залежністю:

$$f = \omega z, \quad (1.3)$$

де ω – частота обертання вала насоса; z – кількість робочих органів насоса.

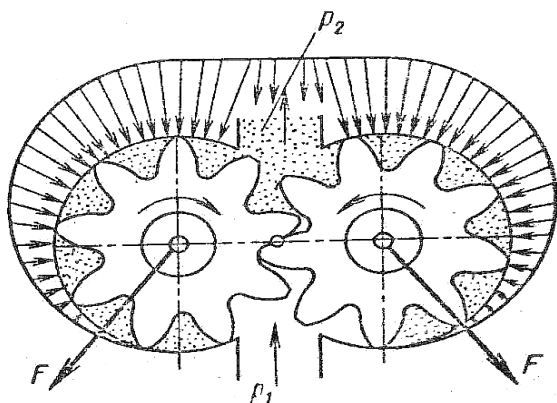


Рис. 1.1. Схема робочого процесу шестеренного насоса: переміщення робочої рідини шестернями та епюра розподілу тиску

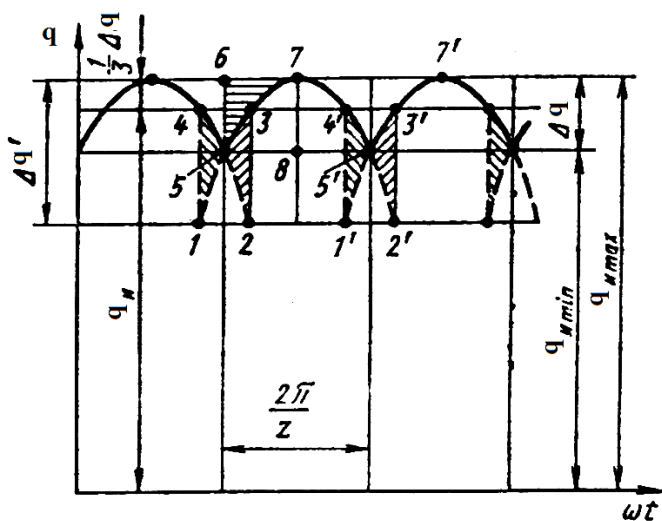


Рис. 1.2. Залежність ідеальної витрати шестеренного насоса від кута повороту

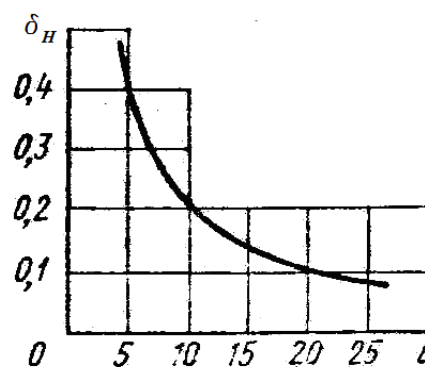


Рис. 1.3. Залежність нерівномірності витрати шестеренного насоса від кількості зубців

Зауважимо, що в деяких випадках, треба брати подвійне значення частоти, визначеної за формулою (1.3), що відповідає урахуванню частоти тактів всмоктування та нагнітання насосу. Частота вимушених коливань визначена за формулою (1.3) є основною. Її значення для різних типів насосів наведені у додатку А та знаходяться в межах від 6 до 1000 Гц. Там же наведені дані стосовно пульсацій тиску РР, амплітуда яких залежить від типу насоса, а також рівня тиску на його виході та для більшості об'ємних насосів становить 3 – 5 % від величини останнього.

Для аналізу форми пульсацій тиску РР шестеренного насоса користувалися їх розкладом у ряд Фур'є, амплітуда i -ої гармоніки якого має вигляд [87]

$$A_i = \frac{a T}{\pi^2 i^4} \left[3 (i^2 \pi^2 - 2) \cos i\pi + (i^2 \pi^2 - 6) \sin i\pi + 6 \right], \quad (1.4)$$

де i – порядковий номер гармоніки; T – період функції, що описує пульсації тиску;

$$a = \frac{C_0 E_{\text{см}}}{V},$$

де V – об’єм магістралі живлення, який складається з половини витрати насоса за один оберт, об’єму трубопроводу цієї магістралі, половини об’єму гідравлічного циліндра; C_0 – геометрична постійна насоса [87]

$$C_0 = 2 r_0^2 z b \omega,$$

де r_0 – радіус основної розгортки кола; z – кількість зубців шестерні; b – ширина шестерні; ω – кутова швидкість приводного валу насоса.

Порівняння гармонік пульсацій тиску РР проведене за формулою (1.4), показало, що вищі гармоніки пульсацій на порядок менше від першої. Отже, ними можна знехтувати та розглядати процес пульсацій тиску РР на виході з шестеренного насоса, як моногармонічний. Аналогічний висновок можна отримати, якщо окремий імпульс тиску РР апроксимувати гармонічним синусоїдальним коливанням при збереженні основних параметрів імпульсу: тривалості, періоду повторювання, шпаруватості та середнього значення амплітуди [81]. Або розглядати спрощену форму такого імпульсу, вважаючи, що вона передає 95 % всієї енергії [81]. Енергію сигналу, знаючи його частотний спектр, знаходять за формулою Релея [120]

$$\int_{-\infty}^{\infty} [x(t)]^2 dt = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |X(j\omega)|^2 d\omega, \quad (1.5)$$

де $x(t)$ і $X(j\omega)$ – відповідно гармонічний (періодичний) сигнал і його подання у частотній області; j – уявна одиниця; ω – частота.

Аналіз залежності (1.5) показує, що енергія, яка передається сигналом, розподіляється за частотами пропорційно квадратам амплітуд частотного спектра. Причому дійсний періодичний сигнал може бути поданий у вигляді дискретного спектра гармонічних складових [120]

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} X(j k \omega_0) e^{j k \omega_0 t},$$

де $X(j k \omega_0) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} x(t) e^{-j k \omega_0 t} dt$; $\omega_0 = \frac{2\pi}{T}$; T – період сигналу; $k = 1, 2, \dots$

На основі гармонічного аналізу осцилограми пульсацій тиску на виході з пластинчатого насоса подвійної дії НПл-40/63, отриманої нами експериментальним шляхом [7], функцію, що описує пульсацію тиску, подавали у вигляді

$$f(x) = -\frac{104}{\pi^2} \cos\left(\frac{\pi x}{2}\right) - \frac{104}{9\pi^2} \cos\left(\frac{3\pi x}{2}\right) - \frac{104}{25\pi^2} \cos\left(\frac{5\pi x}{2}\right) - \dots \quad (1.6)$$

Розрахунковим шляхом, проведеним за формулою (1.6), встановлено, що амплітуда першої гармоніки на порядок більша за амплітуди третьої і п'ятої гармонік. Таким чином, функцію, що описує пульсацію тиску РР на виході пластинчатого насоса подвійної дії, з достатньою для практичних розрахунків точністю можна розглядати як моногармонічну. Похибка від такої заміни не буде перевищувати 8 – 10 % [37].

Проведений нами аналіз експериментально отриманих осцилограм пульсацій тиску РР на виході об'ємних насосів та розклад їх спектра частот, наведених в роботах [68, 99, 137, 139] (рис. 1.4, 1.5), дозволив установити, що з достатньою для практичних розрахунків точністю, закон зміни пульсацій тиску РР може бути прийнятим моногармонічним, частота якого дорівнює частоті тактів нагнітання чи тактів усмоктування насоса, а амплітуда пульсацій становить (3 – 5) % тиску на виході з насоса.

Таким чином, методами гармонічного аналізу, аналізу імпульсного ряду негармонійних коливань, аналізу експериментально отриманих осцилограм пульсацій тиску РР доведено, що закон їх зміни можна вважати моногармонічним. Зауважимо також, що за допомогою накладення (суперпозиції) простих синусоїд з різними частотами можна отримати складну гармонічну функцію [31]. Отже, і з цієї точки зору прийняття закону зміни пульсацій тиску РР моногармонічним, розрахованим, виходячи з рівності

енергії імпульсів реального насоса і моделюючих гармонічних впливів, є цілком виправданим.

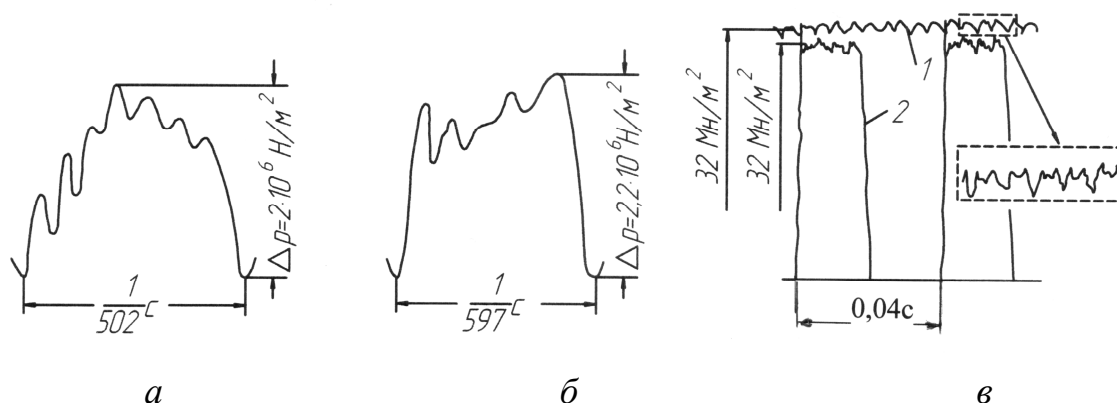


Рис. 1.4. Осцилограми пульсації тиску РР: *а, б* – на виході насосних станцій літака: *а* – $p = 18$ МПа, $q = 4,66 \times 10^4$ м³/с, $n = 55,83$ об/с; *б* – $p = 10$ МПа, $q = 2,83 \times 10^4$ м³/с, $n = 66,5$ об/с [68]; *в* – насоса типу НА...ОАО “Гідропривод” $p = 32$ МПа, $q = 20 \times 10^{-4}$ м³/с, $n = 25$ об/с: 1 – у підпоршневих камерах, 2 – у магістралі нагнітання [99]

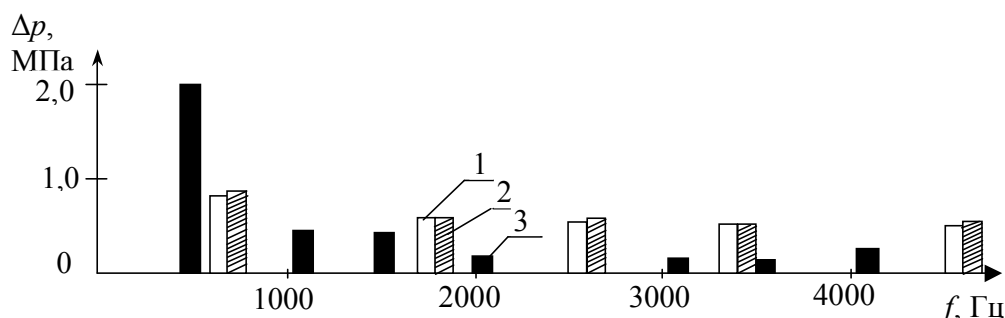


Рис. 1.5. Спектри складових частот та відповідні їм амплітуди пульсацій тиску РР: 1 – на виході насосної станції літака (для рис. 2.4, *а*) [68]; 2, 3 – на виході шестеренного насоса [137]

1.2. Пульсації тиску та їх зв’язок з рівнем шуму

У загальному випадку пульсації витрати і тиску в ГА є неконтрольованими параметрами, а отже, виходячи з умови міцності, їх рівень повинен бути обмежений, що знайшло врахування в методиках розрахунку на міцність елементів та систем ГА, наведених в роботах [1, 117]. З іншого боку пульсації тиску РР є однією з причин виникнення шуму і вібрації гідрофікованих машин та обладнання, гранично допустимий рівень яких обмежено

відповідними ДСТУ [45, 46, 48]. Зазвичай для оцінки рівня шуму замість амплітуди пульсацій тиску та витрати використовують рівень інтенсивності звуку L_y , який визначають із залежності [99]

$$L_y = 20 \lg \frac{p}{p_0},$$

де p – величина звукового тиску; p_0 – граничне значення звукового тиску.

При цьому за нульовий рівень інтенсивності вибрано мінімальний рівень, який сприймається вухом людини ($p_0 = 10^{-12}$ Вт/м²). Інтенсивність такого звуку прийнята за 0 дБ. Зауважимо, що рівень шуму ГА є показником комплексним, оскільки включає не тільки рівень шуму, викликаний РР, але і механічною та електричною частинами ГА, а також може бути використаний при його діагностуванні. Отже, зниження рівня пульсацій РР в ГА не тільки підвищує його якість та конкурентноздатність, але і покращує умови праці. Зазначимо, що розв'язанню цієї проблеми присвячено ряд робіт, виконаних в НДІ Гідропривод [99, 115], іншими дослідниками [129, 137, 139], в тому числі і безпосередньо авторами [13, 14, 22].

1.3. Конструктивні та схемні рішення гасителів пульсацій тиску

В об'ємних ГА широке застосування знайшли пасивні гасителі пульсацій (табл. 1.1) [16, 129], тобто такі, у яких підведення енергії зовні відсутнє. У загальному випадку їх можна поділити на чотири великі групи: ємнісні, інерційні, інтерференційні та комбіновані, які являють їх сполучення. У ємнісних гасителях, гасіння пульсацій тиску відбувається за рахунок накопичення енергії у ємності та наступне її повернення до магістралі. У інерційних гасителях – за рахунок створення гідравлічного опору потоку РР. Принцип дії інтерференційних гасителів базується на інтерференції хвиль тиску. Конструкція таких гасителів являє собою сполучення відрізків трубопроводів, опорів, пружних перегородок та ємностей.

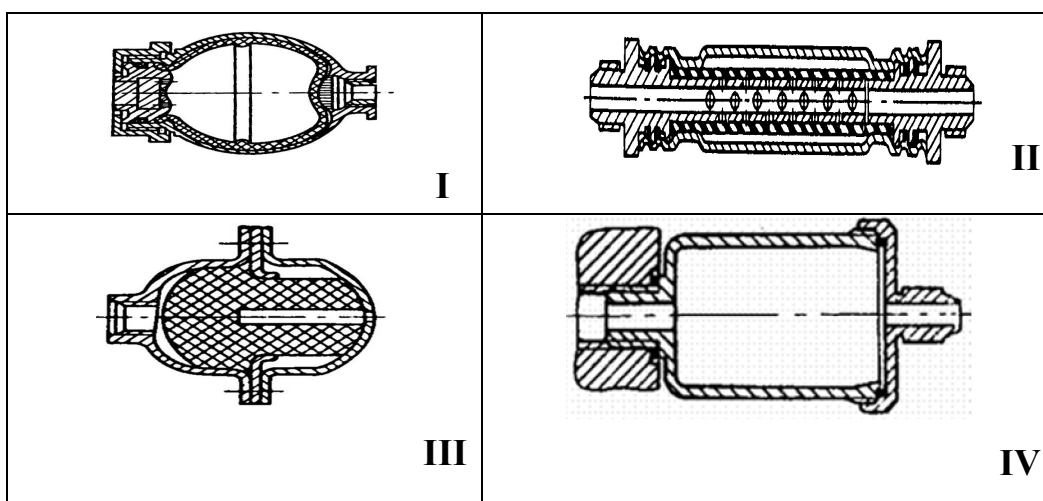
При робочому процесі в пасивних гасителях пульсацій тиску відбувається розсіювання енергії коливань за рахунок в'язкого або внутрішнього

тертя та створення перешкоди проходженню коливань певних частот від джерела коливань (насоса) до трубопровідної мережі.

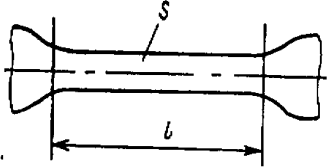
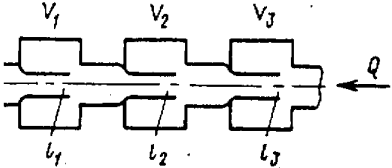
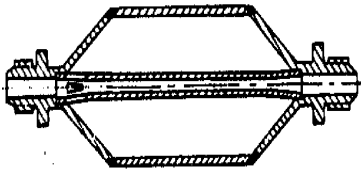
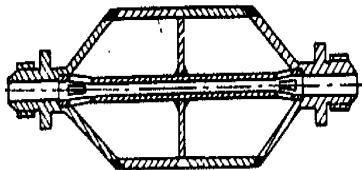
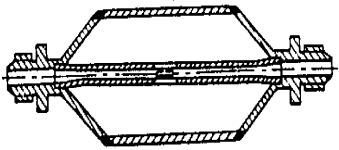
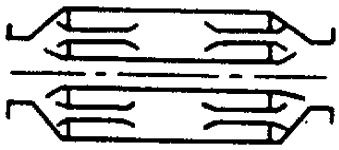
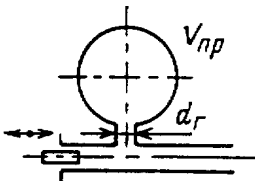
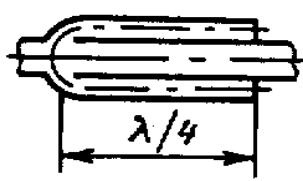
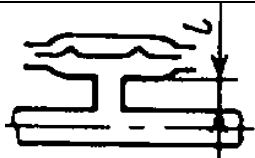

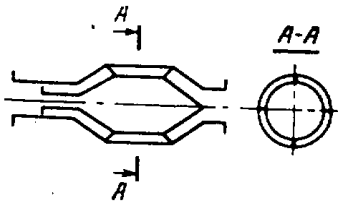
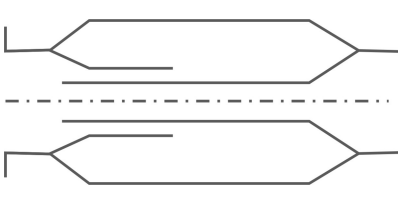
Велику групу гасителів пульсацій тиску складають гасителі ємнісного типу – газорідинні акумулятори (тип I). Гасіння пульсацій тиску в таких гасителях відбувається за рахунок накопичення енергії у ємності та наступне її повернення до магістралі. Вони знайшли широке застосування в ГА для гасіння низькочастотних коливань та захисту від гідравлічного удару. Недоліком газорідинних акумуляторів є малий ресурс елемента еластичного розділення та відсутність підстроювання до змінних параметрів ГА. Більший ресурс мають кільцеві гасителі (тип II), де елемент еластичного розділення опирається на перфоровану трубу з отворами, а також ємнісні гасителі, в порожнинах яких розміщені пружні податливі елементи (тип III), які, крім того, мають малі габарити. Зазначимо, що підвищити коефіцієнт гасіння ємнісних гасителів можна шляхом профілювання їх проточних порожнин [125].

При частотах коливань більше ніж 200 Гц доцільно використовувати ємнісні гасителі без елемента еластичного розділення (тип IV). Гасителі ємнісного типу доцільно використовувати в ГА з джерелом змінної витрати, тобто з джерелами пульсації на виході яких мало залежить від характеристики гідравлічної мережі. При цьому гаситель необхідно розміщувати безпосередньо поруч з насосом – джерелом пульсації витрати.

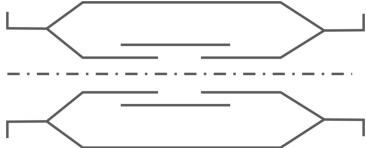
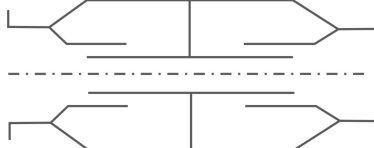

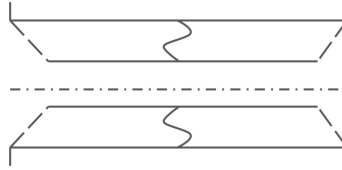
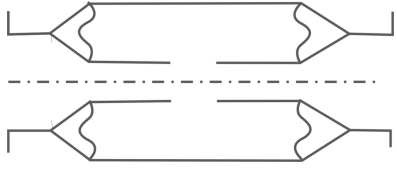
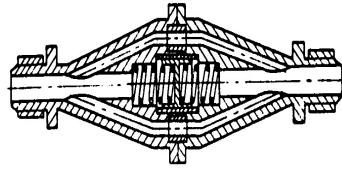
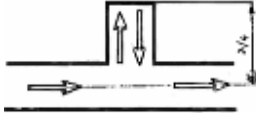
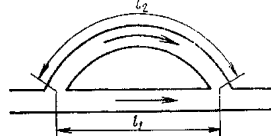
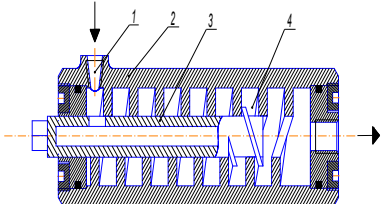
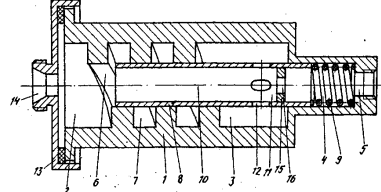
Таблиця 1.1 – Конструктивні та схемні рішення гасителів пульсацій тиску



Продовження табл. 1.1

 <p>V</p>	 <p>VI</p>
 <p>VII</p>	 <p>VIII</p>
 <p>IX</p>	 <p>X</p>
 <p>XI</p>	 <p>XII</p>
 <p>XIII</p>	 <p>XIV</p>
 <p>XV</p>	 <p>XVI</p>

Продовження табл. 1.1

 <p style="text-align: right;">XVII</p>	 <p style="text-align: right;">XVIII</p>
 <p style="text-align: right;">XIX</p>	 <p style="text-align: right;">XX</p>
 <p style="text-align: right;">XXI</p>	 <p style="text-align: right;">XXII</p>
 <p style="text-align: right;">XXIII</p>	 <p style="text-align: right;">XXIV</p>
 <p style="text-align: right;">XXV</p>	 <p style="text-align: right;">XXVI</p>

У ГА з джерелами зі змінним тиском, які забезпечують відносну незалежність амплітуди пульсацій тиску від характеристики гідравлічної мережі, більш доцільно використовувати гасителі пульсацій тиску з інерційними властивостями (тип V). Величина інерційного опору такого гасителя при фіксованій частоті коливань РР прямо пропорційна довжині і зворотно про-

порційна площі поперечного перерізу відтинку l . Зазначимо, що такі гасителі пульсацій тиску РР мають значний гідравлічний опір та не забезпечують у широкому діапазоні підстроювання до змінних параметрів ГА.

Виконання гасителів пульсацій тиску комбінованими, з послідовним з'єднанням ємнісних та інерційних елементів (типи VI – X) та описаного в роботі [102], розширює область гасіння частот, зменшує втрати тиску та габарити. Такі комбіновані гасителі не забезпечують підстроювання до змінних параметрів ГА.

Широке розповсюдження отримали гасителі пульсацій тиску, що містять резонансні контури. Такі гасителі забезпечують високу ефективність гасіння пульсацій тиску, мають просту конструкцію, малі габарити і масу та малий гідравлічний опір стаціонарній складовій потоку РР. Існує дві схеми резонансних контурів, які можуть бути використані як автономні гасителі або як складові комбінованих гасителів.

Якщо в якості пружного елемента використовується гідравлічна ємність, яка сполучена з основною магістраллю каналами зі значним інерційним опором, тобто реалізується шунтуючий резонансний контур, відомий як резонатор Гельмгольца (тип XI). При співпаданні частоти коливання РР з власною частотою резонатора, його опір для пульсуючої складової стрімко зменшується. Гасіння коливань пульсацій РР в ГА за резонатором відбувається за рахунок “перекачування” енергії пульсуючої складової потоку РР з джерела коливань у резонатор і у зворотному напрямку. При цьому швидкість РР у вхідному патрубку резонатора стрімко зростає, що обумовлює поглинання енергії в ГА.

Максимальний надлишковий тиск $\Delta p_{p \max}$, що виникає в резонаторі, розраховується за залежністю [66]

$$\Delta p_{p \max} = \frac{\rho c^2 A}{W_0} (L - l_2),$$

де A і l_2 – відповідно площа і довжина патрубка який з'єднує камеру з основною магістраллю; W_0 і L – відповідно об'єм і довжина камери.

Власна частота коливань у патрубку, який з'єднує камеру з основною магістраллю або частота резонатора розраховується за залежністю [66]

$$\omega_0 = c \sqrt{\frac{A}{W_0 L}}.$$

Гасителі пульсацій тиску типу відгалуженого резонатора (інтерференційні з відгалуженням) можуть бути виконані з використанням декількох порожнин з каналами різної форми (типи XII – XIV, XIX, XXIII). Недоліком таких гасителів є те, що при великих частотах коливань РР у з'єднувальних трубопроводах відбувається її нагрівання та зміна пружних властивостей і, як наслідок, змінюється настроювання резонатора. Крім того, вони не забезпечують підстроювання до змінних параметрів ГА.

Більш ефективним для забезпечення гасіння пульсацій у достатньо широкому діапазоні є застосування комбінованих гасителів типів XX – XXII, до конструкції яких входять пружні елементи. Зменшення пульсацій тиску на виході з гасителя досягається за рахунок одночасного прояву акумулюючих властивостей порожнин і інерційних властивостей коротких звужених патрубків. Пружні елементи гасителів цих типів за рахунок підсилення акумулюючих властивостей порожнин дещо підвищують їх ефективність. Однак внаслідок постійної жорсткості пружних елементів діапазон гасіння пульсацій тиску таких гасителів обмежений. Вони мають досить складну конструкцію, що обмежує їх використання та не забезпечують підстроювання до змінних параметрів ГА.

У гасителя типу XXII для підвищення ефективності гасіння пульсацій тиску й зменшення габаритів, у корпусі паралельно центральній трубці вмонтовані пружні елементи. Недоліком цього гасителя є те, що гасяться тільки високочастотні пульсації, а пружні елементи внаслідок наявності сил тертя мають зону нечутливості та не забезпечують у широкому діапазоні зміну тиску в ГА автоматичного підстроювання. Крім того, він також має складну конструкцію.

Інтерференційні гасителі пульсацій тиску з обвідним каналом – тип XXIV – XXVII, використовуються для гасіння пульсацій у вузькому діапа-

зоні частот. Гасителі з обвідним каналом дозволяють налаштувати довжини каналів, яке проводиться вручну (тип XXV), чи автоматично (тип XXVI). Однак їх налаштування відбувається у невеликому діапазоні частот, а при автоматичному налаштуванні є досить значна зона нечутливості, обумовлена силами тертя між рухомими елементами.

Налаштування довжини обвідного каналу у широкому діапазоні частот дозволяє отримати гаситель, виконаний згідно з [90]. Однак його конструкція включає електронний блок керування та датчики тиску, що робить його досить коштовним.

1.3.1. Вимоги до гасителів пульсацій тиску при їх проектуванні

Аналіз літературних джерел показав, що гасителі пульсацій тиску повинні задовольняти таким вимогам:

- зменшувати амплітуду вхідних пульсацій тиску в широкому діапазоні частот;
- мати невеликий гідравлічний опір у широкому діапазоні витрат та прийнятні динамічні характеристики, що виключають появу резонансних явищ;
- мати легку в обслуговуванні конструкцію і малі габарити, що дозволяють легко вмонтувати його в існуючий ГА. Забезпечити можливість підстроювання до параметрів ГА, що змінюються в процесі його роботи;
- не забруднювати РР та забезпечувати задовільну роботу ГА в широкому діапазоні зміни її температури.

Більш повно сформульованим вимогам задовольняють гасителі комбінованого типу, які повинні мати пружні елементи зі змінною жорсткістю, що забезпечить автоматичне підстроювання гасителя до змінних параметрів ГА.

Враховуючи, що гаситель пульсацій тиску розміщено на виході з насоса – джерела пульсацій витрати РР, за критерій його ефективності нами був прийнятий коефіцієнт гасіння, який враховує ступінь зменшення амплітуди вхідних пульсацій тиску РР у ГА

$$k_{\Gamma} = \frac{A_{p \text{ вх}}}{A_{p \text{ вих}}}, \quad (1.7)$$

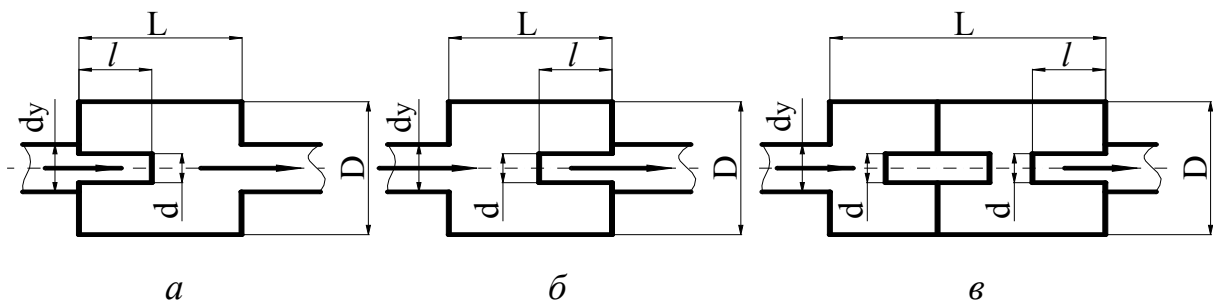
де $A_{p \text{ вх}}$, $A_{p \text{ вих}}$ – відповідно амплітуда пульсацій тиску на вході і виході гасителя.

Зауважимо, що в іншому випадку, наприклад, у досить довгому трубопроводі перед гасителем може відбуватися часткове гасіння пульсацій РР, а також підсилення пульсацій РР за рахунок резонансу, що не враховується запропонованим критерієм. Проте, цей критерій збігається з критерієм визначення ефективності пристроїв, у тому числі і гідравлічних, за методом амплітудно-частотних характеристик [25, 64, 136] та ін.

Зазначимо, що встановлення в ГА гідропневматичних акумуляторів дозволяє зменшити пульсації тиску, але, як відмічено [87], вони можуть використовуватися тільки в системах, в яких частота пульсацій РР не перевищує 20 Гц. А у більшості ГА частота пульсацій тиску основної гармоніки – частота обертання, помножена на кількість робочих органів, перевищує це значення.

1.3.2. Схемні рішення пасивних гасителів пульсацій тиску

Найбільш перспективними, з точки зору сформульованих вимог, є схеми гасителів, зображені на рис. 1.6.



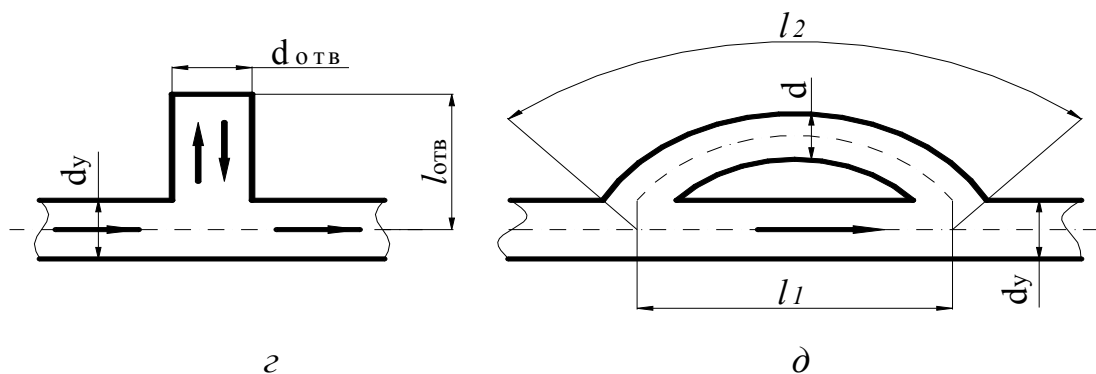


Рис. 1.6. Схеми пасивних гасителів пульсацій тиску: *а* – камерний, з патрубком на вході; *б* – камерний, з патрубком на виході; *в* – двокамерний, з двома патрубками; *з* – інтерференційний з боковим відгалуженням; *д* – інтерференційний з обвідним каналом

У додатку А наведені їх конструктивні параметри.

1.3.3. Гаситель пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів

Для підвищення ефективності гасіння пульсацій тиску в ГА нами розроблено нову конструкцію гасителя (рис. 1.7) [91], який працює таким чином. Після насоса РР з частотою пульсацій тиску, кратної частоті обертання приводного електродвигуна, помноженої на кількість робочих органів насоса, подається у вхідний патрубок 2 гасителя і далі в центральну трубу 4. Через отвори 5 центральної труби 4 РР потрапляє в проточну порожнину 9, в якій частина акустичної енергії від насоса накопичується, і потім ця ж частка енергії повертається назад до насоса, завдяки чому відбувається часткове гасіння пульсацій тиску в проточній порожнині 9. При проходженні РР крізь короткі внутрішні патрубки 11 знову відбувається часткове гасіння пульсацій тиску, тепер за рахунок інерційного опору каналів патрубків 11. З каналів патрубків 11 РР потрапляє в проточну порожнину 8, в якій знову відбувається часткове гасіння пульсацій тиску, аналогічно як і у проточній порожнині 9. З проточної порожнини 9 РР через отвори 6, центральну трубу 4 потрапляє в вихідний патрубок 3. Таким чином, зменшення пульсацій ти-

ску на виході з гасителя досягається за рахунок одночасного прояву акумулюючих властивостей проточних порожнин 8 і 9 та інерційних властивостей коротких внутрішніх патрубків 11. Крім того, при пульсуючій течії РР в проточних порожнинах 8 та 9 гасителя і з'єднуючих їх отворів 5 і 6 та патрубків 11, виникає інерційний перепад тисків, що змінюється за періодичним законом. Під дією цього перепаду тисків коливаються пружні елементи 7, генеруючи за рахунок свого руху витрату РР, що змінюється також за періодичним законом. Порожнини, утворені центральною трубою 4 та отворами 5 і 6 разом з пружними елементами 7 є коливальним контуром, у якому змінна складова витрати РР, через центральну трубку 4 як з одного боку, так із іншого, зміщена стосовно витрати, що генерується за рахунок руху пружного елемента 7, на 180^0 . В області частот, близьких до резонансної частоти контуру, обидві складові витрати РР стають рівними і величина змінної витрати за гасителем дорівнює нулю, тобто гаситель має нескінченно великий акустичний опір. Постійна складова витрати РР з малими гідравлічними втратами проходить через отвори 5 і 6, проточні порожнини 8 і 9, патрубки 11 у вихідний патрубок 3. При зміні чи величини тиску в системі, чи амплітуди його пульсацій, що пов'язана зі зміною навантаження в ГА, яка надходить до насоса, відбувається зміна жорсткості пружного елемента 7 за рахунок його переміщення, що забезпечує автоматичне підстроювання коливального контуру (центральна труба 4 – пружний елемент 7) до змінних параметрів ГА.

Таке поєднання дозволяє розширити сферу застосування розробленого гасителя за рахунок з'єднання в одному корпусі фільтра низьких частот (проточна порожнина із внутрішніми патрубками) і паралельного резонансного контуру (проточна порожнина із центральною трубою, в якій установлені пружні елементи зі змінною жорсткістю) – забезпечуючи автоматичне підстроювання в діапазоні високих частот до зміни тиску у ГА.

Це дозволяє розширити ефективну область гасіння пульсацій тиску РР. Запропонований гаситель ефективно працює як у низькому, так і у високому діапазоні частот.

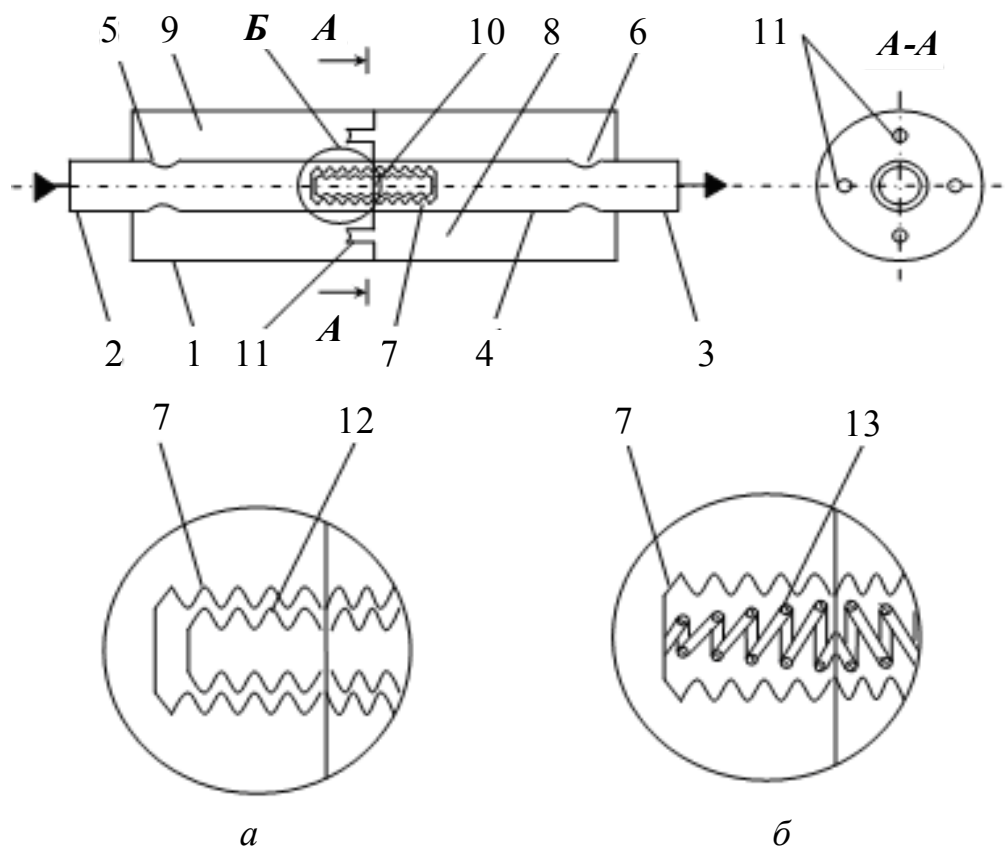


Рис. 1.7. Конструктивна схема гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів: *а, б* – приклади виконання пружних елементів в гасителі: 1 – циліндричний корпус; 2 – вхідний патрубок; 3 – вихідний патрубок; 4 – центральна труба; 5, 6 – отвори; 7 – пружні елементи; 8, 9 – проточні порожнини; 10 – перегородка; 11 – внутрішні патрубки; 12 – сильфон; 13 – пружина

Зміна жорсткості пружних елементів гасителя відбувається за рахунок:

– Розміщення один в одному двох (трьох) сильфонів, за відсутності тиску дно зовнішнього сильфона не торкається внутрішнього, жорсткість пружного елемента дорівнює жорсткості зовнішнього сильфона, при збільшенні тиску дно зовнішнього сильфона “сідає” на дно внутрішнього сильфона, жорсткість пружного елемента дорівнює сумарній жорсткості двох сильфонів (рис. 1.7, а);

– сільфона, всередині якого розміщена пружина змінної жорсткості, спочатку працює тільки сільфон, при збільшенні тиску дно сільфона “сідає” на пружину, працює змінна жорсткість сільфона – пружина змінної жорсткості (рис. 1.7, б);

– сільфона, в середині якого розміщено пружинний блок, що працює аналогічно як і з сільфоном, в середині якого розміщена пружина змінної жорсткості. Крім того, таке конструктивне рішення гасителя дозволяє значно зменшити його габарити, у порівнянні з існуючими; легко вбудовувати в існуючі ГА.

В додатку А наведено креслення, фотографії гасителя та його параметри.

1.4. Методи розрахунку робочих процесів у гасителях пульсацій тиску

Методам опису робочих процесів, що відбуваються у гасителях пульсацій тиску РР, присвячені роботи М. М. Глазкова, В. Ю. Гурбана, Б. Т. Ємцева, К. А. Колісниченка, М. Д. Комітовського, Г. Л. Лойцяньського, Б. Ф. Лямаєва, З. Я. Лур'є, Г. А. Нікітіна, Д. О. Сьоміна, Л. М. Тарка, О. М. Складєвського, Є. В. Цуханової, І. А. Чарного, В. П. Шоріна, W. Kolleka, N. Pirsola та ін. Вони полягають у визначенні конструктивних і робочих параметрів гасителів, які виконують на основі аналізу математичних залежностей, що описують робочі процеси в ньому.

Робочі процеси, що відбуваються у ГА та гасителях пульсацій тиску РР, у загальному випадку описуються диференційними, інтегральними, різницевими чи алгебраїчними рівняннями, які разом із граничними та початковими умовами складають математичну модель його робочого процесу. Дослідження властивостей ГА та гасителів пульсацій тиску РР зводиться до розв'язання цих рівнянь. Таке рішення може бути отримане на ЕОМ числовими методами з використанням пакетів прикладних програм. Однак для виявлення загальних закономірностей впливу великої кількості чинників на характеристики ГА та гасителів, зазвичай, потрібно виконувати великий обсяг розрахунків. Крім того, потрібно узагальнити закономірності, отримані

для різних ГА та гасителів. Ось чому є доцільним дослідження ГА та гасителів аналітичними методами. Аналітичні методи, які використовують для дослідження математичних моделей ГА та гасителів, залежать від виду рівнянь. У загальному випадку диференційні, інтегральні та алгебраїчні рівняння, які складають математичну модель ГА чи гасителів пульсацій тиску – нелінійні. Для дослідження математичних моделей ГА більшість дослідників використовують теорію лінійних систем, яка містить достатній арсенал різних методів аналізу і синтезу, які дозволяють забезпечити високі показники якості перехідних процесів, які відбуваються в ГА. Лінеаризовані математичні моделі дозволяють одержати аналітичні рішення, найбільш важливою перевагою яких є можливість оцінити вплив фізичних параметрів, початкових і граничних умов на характер рішення [122]. Крім цього, більшість сучасних методів аналізу і синтезу ГА базуються на лінеаризованих математичних моделях, використання яких дозволяє досить легко і швидко провести вибір його конструктивних параметрів, вибрати структуру і параметри корегуючої ланки, забезпечити необхідну якість процесу регулювання.

Розглянемо роботи, які присвячені розрахунку і проектуванню гасителів пульсацій тиску. У статтях [109, 138] наведено принципові схеми гасителів та залежності для визначення співвідношення довжини каналів. Однак наведені залежності не дозволяють проаналізувати вплив змінних у часі параметрів РР на характеристики гасителя, визначити його раціональні конструктивні та робочі параметри. У роботі [97] розглянутий метод гармонійної лінеаризації, який дозволяє досліджувати нелінійні процеси у ГА. Його використання вимагає визначення коефіцієнтів гармонійної лінеаризації, які наведені у літературних джерелах тільки для обмеженого кола типових нелінійностей і обчислення яких для математичного опису нестационарних гідромеханічних процесів має певні труднощі. Отримані методом гармонійної лінеаризації, математичні моделі робочих процесів вирішуються за допомогою перетворення Лапласа, за умови малого відхилення всіх, без винятку, параметрів ГА від їхніх стаціонарних значень.

У роботі [129] наведено методику проектування, що основана на електроаналогії, при використанні якої накладається ряд обмежень, пов'язаних з розмірами гасителя та часом проходження нестационарних робочих процесів та використання якої потребує проведення попередніх експериментальних досліджень. У роботі [81] для побудови математичних моделей робочих процесів гасителів запропоновано використовувати метод стоячих хвиль. Однак наведена у роботі [81] методика не враховує сили тертя, обумовлених пульсацією РР, зміну площі перерізу каналів та трубопроводів, а отже, не може бути цілком використана при математичному описі робочих процесів у гасителях.

У статті [134] наведено математичну модель гасителя, побудовану з використанням метода Ейлера, але в ній відсутні рекомендації щодо визначення його раціональних конструктивних і робочих параметрів. Крім того, використання наведеної математичної моделі є досить трудомістким. Диференціальні рівняння, які описують нестационарний рух РР у ГА і можуть бути використані при математичному описі робочих процесів у гасителях, наведені в статті [64]. Їх розв'язання здійснюється методом різницьових схем Рунге-Кутта-Фельберга з визначеним кроком дискретизації. Однак таке розв'язання не враховує запізнення імпульсів тиску в межах ділянки трубопроводу (каналу) ГА, що розглядається. Це може призвести до значних помилок, особливо в елементах, що працюють з великою циклічністю, яким і є гаситель.

У роботі [111] нестационарний рух РР у ГА описано системою безрозмірних диференціальних рівнянь, рішення яких здійснюється методом характеристик, що вважається кращим для математичного опису хвильових процесів, орієнтованих і ефективно працюючих при розрахунку несталої течії з нульовими початковими умовами. При математичному описі робочих процесів у гасителі ми розглядаємо пульсуючу течію РР, в якій немає моменту часу, коли всі швидкості дорівнюють нулю, тобто апріорі не відомі значення нульових умов. Це робить використання даного методу для математичного опису робочих процесів, у гасителі менше придатним. В інженерній практиці нерідко для вирішення цієї проблеми використовують метод

“розрахунку на встановлення”. У цьому випадку спочатку (штучно) приймають нульові початкові умови і одним із сіткових методів послідовно розраховують кілька циклів підряд. Розрахунок проводять доти, поки результати не зациклюються, тобто відхилення розрахункових значень через період стають дуже малими. Цей чисельний метод є істотно трудомістким, тому дослідники віддають перевагу прямим (аналітичним) методам. Крім того, у роботі [111] інтегрування звичайних диференціальних рівнянь першого порядку проводиться методом Ейлера, який не забезпечує достатньо малу похибку при великому кроці інтегрування. Тому в інженерній практиці метод Ейлера замінюють методом Рунге-Кутта другого і четвертого порядку або одним з неявних методів, наприклад, формулою Адамса.

У роботах [68, 70] розрахунок пульсацій тиску РР здійснюється за допомогою перетворення Лапласа, що визначено на так званих функціях-оригіналах, що мають властивість $f(t) = 0$ при $t < 0$, що не відповідає умові періодичності коливань. Ці перетворення іноді використовують для опису періодичних коливань [94]. У літературних джерелах, присвячених використанню цього методу, наведені формули для так званого періодичного оригіналу, який використовують при розгляді тривалого несталого процесу, при якому тертя приведе до його встановлення і саме тому цей метод використовують для розрахунку несталих гідродинамічних процесів у ГА. Для аналізу періодичних процесів розроблено і рекомендовано для використання замість перетворення Лапласа його “періодичний” аналог Фур'є. Це знайшло своє відображення у статті [12] та у роботі [60], де наведені математичні моделі робочих процесів гасителів, побудовані з використанням метода Фур'є, що можуть бути використані при визначенні їх раціональних, конструктивних і робочих параметрів. Однак математичні моделі робочих процесів, наведені в даних роботах, не можуть бути використані при аналізі робочих процесів, що відбуваються в гасителях, які містять пружні елементи.

Сучасні програмні засоби моделювання дозволяють розв'язувати нелінійні звичайні диференціальні рівняння високого порядку з різними методами інтегрування. У зв'язку з цим для дослідження динамічних характери-

стик ГА використовують наближені методи [75]. Цими методами досліджують хвильові процеси у трубопроводах та елементах ГА, подаючи їх Т-або П-подібними схемами [70], раціональною кількістю ділянок із зосередженими параметрами [83] чи у вигляді чотириполюсника [55, 122]. Проведені у статті [75] дослідження ГА з гідродвигуном прямолінійного руху доказали правомірність використання методів, які базуються на зосередженні параметрів, для дослідження хвильових процесів у трубопроводах. Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що для опису нестационарних гідравлічних процесів у ГА та гасителях пульсацій тиску доцільно використовувати наближені методи на базі зосередження їх параметрів.

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У ГАСИТЕЛЯХ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Проектування та дослідження гідравлічних гасителів пульсацій тиску базується на математичних моделях робочого процесу, що відбувається в них. Особливістю цих процесів є те, що при течії РР в об'ємних ГА відбувається її взаємодія з їх рухомими елементами, її течія в каналах з місцевими опорами та щілинах. Крім того, у ГА внаслідок стисливості РР, мають місце коливання тиску, витрати та окремих елементів. Поєднання всіх цих явищ приводить до появи складних нестационарних гідродинамічних процесів, які необхідно враховувати при побудові математичних моделей.

Математичний опис процесів, що відбуваються в гасителях пульсацій тиску, ґрунтується на фундаментальних рівняннях механіки твердого тіла, гідромеханіки, теорії автоматичного керування. Причому для об'ємних ГА характерними є процеси, у яких рух РР є несталим [95]. Зазвичай, гідравлічні гасителі пульсацій тиску збудовані з однотипних структурних елементів: корпусів, каналів, камер, опорів, пружних елементів. Їх декомпозиція на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити аналіз і синтез гасителів, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях.

2.1. Властивості робочої рідини

До складу диференціальних рівнянь, що описують робочі процеси в об'ємних ГА, у тому числі і гасителях, входять густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності РР. Більшість дослідників при розрахунку та моделюванні таких процесів приймають значення цих параметрів постійними, що дорівнюють їх середньому значенню. Однак у процесі функціонування ГА внаслідок дроселювання рідини змінюється її температура. З підвищенням температури зменшується її в'язкість, що призводить до збільшення витоків та погіршення змащувальних властивостей. При збільшенні в'язкості рідини у насосі та ГА зростають втрати тиску. Все це призводить до зменшення їх ККД, ось чому для забезпечення стабільності характеристик ГА важливим є забезпечення відповідного температурного режиму рідини.

Зазвичай РР містить розчинене та нерозчинене повітря, причому останнє суттєвим чином впливає на її властивості. Під час експлуатації об'ємного ГА відбувається підсмоктування повітря, що приводить до збільшення газовмісту РР (вмісту розчиненого та нерозчиненого повітря). Найбільш інтенсивно підсмоктування повітря відбувається на лінії всмоктування, внаслідок недостатнього занурення всмоктувального патрубку насоса, або значного зниження рівня РР в баку, а також через зливний трубопровід при малому рівні РР в баку та ущільнення рухомих та нерухомих елементів ГА. Відзначимо, що середнє значення газовмісту рідини у ГА складає (0,1 – 5,0) % [113].

Для визначення характеристик двофазної рідини використовували аналітичні залежності з робіт [76, 100], які подали у такому вигляді:

* модуль об'ємної пружності

$$E_C(t) = k(p(t) + 10^5)(Ap(t) + B) \times \\ \times \frac{(1 - m_0) \sqrt[A]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 \sqrt[k]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}}{k(p(t) + 10^5)(1 - m_0) \sqrt[A]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0(Ap + B) \sqrt[k]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}} ; \quad (2.1)$$

* густину

$$\rho_C(t) = \rho_{p0} \left\{ (1 - m_0) \left[1 + \frac{p(t) - p_0}{E_C(t)} \right] \left[\frac{1}{1 + \alpha(T(t) - T_0)} \right] \right\} + \\ + \rho_{r0} m_0 \frac{p(t)}{p_0} \frac{T_0 + 273^\circ}{T(t) + 273^\circ} ; \quad (2.2)$$

* коефіцієнт динамічної в'язкості

$$\mu_C(t) = \mu_0 (1 + 1,5m_0) \left[1 + \alpha \frac{p(t) - p_0}{p_0} \right] e^{-\lambda_T(T(t) - T_0)} ; \quad (2.3)$$

* коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_{tC}(t) = \mu_C(t) / \rho_C(t). \quad (2.4)$$

У формулах (2.1) – (2.4) позначено: t – час; k – показник політропи; p_0 , $p(t)$ – відповідно початковий і робочий тиски РР у ГА; A , B – параметри

РР, визначені зі статті [100], залежно від її температури і марки; $m_0 = V_{г0}/V_{с0}$ – відношення фази нерозчиненого повітря $V_{г0}$, до повного обсягу газорідинної суміші $V_{с0}$; ρ_{p0} і $\rho_{г0}$ – густина РР і газової складової за нормальних умов відповідно; α – температурний коефіцієнт об’ємного розширення рідини; T_0 і $T(t)$ – початкова і змінна температура РР в гідросистемі відповідно; a , λ_T – коефіцієнти ($a = 0,003$, [38]; λ_T , залежить від типу рідини та для масла об’ємних ГА і знаходиться в межах $0,023 - 0,028$, [130]).

Врахування пружних властивостей трубопроводів, каналів, корпусів здійснюють приведеним модулем пружності РР $E_{прс}(t)$, який з урахуванням матеріалу труб та їх конструктивних розмірів, розраховують за залежністю [95]

$$E_{прс}(t) = \frac{E_c(t)}{1 + \frac{d_{тр} E_c(t)}{\delta_{тр} E_{тр}}}, \quad (2.5)$$

де $E_{прс}(t)$ – приведений модуль пружності РР; $d_{тр}$ і $\delta_{тр}$ – відповідно діаметр і товщина стінки труби; $E_{тр}$ – модуль пружності матеріалу труби.

Зауважимо, що зміна температурного режиму роботи ГА протягом експлуатаційного циклу залежить від його навантаження. Як встановлено в результаті експериментальних досліджень, описаних в статті [54], різне навантаження на виконавчому механізмі впливає на тривалість часу виходу ГА на сталий режим теплового балансу. При цьому при збільшенні температури рідини на кожні 10^0 C, в діапазоні $(30-70)^0$ C відбувається зменшення енергоспоживання ГА на величину від 1,7 % до 6 %. Отже, законом зміни температурного режиму роботи ГА протягом експлуатаційного циклу необхідно задаватися. У загальному випадку, характер зміни температурного режиму роботи ГА невідомий, тому початковою T_0 і змінною температурою рідини $T(t)$ задаються, визначаючи останню з теплового розрахунку ГА в усталеному режимі.

Відзначимо, що в роботі [124] наведені рекомендації, щодо вибору в'язкості (марки) рідини залежно від типу насоса ГА, а в роботах [103, 101] їх властивості.

2.2. Математичні моделі структурних елементів гасителів

2.2.1. Математичні моделі трубопроводів та каналів

Трубопроводи та канали гасителів є складними гідравлічними лініями, що містять перехідні ділянки, дроселі та повороти. При математичному описі робочих процесів, що відбуваються в них, їх поділяють на окремі ділянки, сполучені між собою через місцеві опори. Зауважимо, що довжина ділянки трубопроводу чи каналу повинна бути такою, щоб місцеві опори, які знаходяться в них, не впливали один на інший. Проведений аналіз робочих процесів у гасителях пульсацій тиску дозволив зробити такі припущення при їх математичному описі.

По-перше, діаметри підвідних та відвідних трубопроводів гасителів пульсацій тиску та інших апаратів ГА однакові, а їх вибір здійснюють згідно з рекомендаціями роботи [103]. Товщина стінок трубопроводів та каналів достатньо велика, а це дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску РР, а їх пружні властивості враховувати приведеним об'ємним модулем пружності.

По-друге, враховуючи, що довжина трубопроводів та каналів значно перевищує їх діаметр початковими ділянками, на яких відбувається формування профілів швидкостей, нехтуємо. Вважаємо, що у об'ємних ГА резонанс та гідравлічний удар відсутні.

По-третє, приймаємо, що кавітація в об'ємних ГА та їх елементах відсутня, немає розриву РР; швидкість звуку в РР з урахуванням пружних властивостей трубопроводів є сталою та значно більшою за швидкість руху РР. Вважаємо РР ньютонівською, а її течію – ізотермічною.

Проведений у статті [14] аналіз режимів течії на виході з об'ємних насосів показав, що вони змінюються в широких межах. Причому в 81,6 % насосах і гідростанціях режим течії РР на виході з насоса є ламінарним, а у

10,5 % – близький до ламінарного. Таким чином, розглядаємо ламінарний режим течії РР, $Re < Re_{кр}$.

У загальному випадку нестационарна ізотермічна течія в'язкої РР у каналах (трубопроводах) і камерах елементів об'ємних ГА описується рівнянням Нав'є–Стокса. Вважаємо, що швидкість РР в окружному напрямку мала, тоді рівняння Нав'є–Стокса й нерозривності в циліндричній системі координат мають такий вигляд [61]:

$$\left. \begin{aligned} F_x - \frac{1}{\rho_c} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_{tc} \left[\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} \right] &= \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} \\ F_r - \frac{1}{\rho_c} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu_{tc} \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} - \frac{u_r}{r^2} \right] &= \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} \end{aligned} \right\}, \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \rho_c}{\partial t} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} (\rho_c r u_r) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_c r u_x) \right] = 0, \quad (2.7)$$

де F_x і F_r – проекції питомої масової сили, що припадають на одиницю маси РР і мають розмірність прискорення, $u_x = f(x, r, t)$ – швидкість РР по осі x , $u_r = f(r, x, t)$ – радіальна швидкість РР.

При дослідженнях рівняння (2.6) і (2.7) розглядаються разом з початковими та граничними умовами, тобто розв'язується класична задача гідродинаміки. Початковими умовами, зазвичай, є розподіл проекцій швидкостей в області течії у початковий момент часу t_0 , а граничними умовами – значення шуканих функцій у точках границі в усі моменти часу. Відзначимо, що розв'язання такої задачі натрапляє на математичні труднощі і воно вирішене тільки для видів течій, які мають найпростіші граничні умови [61]. При розв'язанні (2.6) і (2.7) приймаються ряд припущень, що накладаються на розподіл фізичних величин, безперервність функцій, існування похідних тощо і виключають ті фізичні явища, які не враховані даною математичною моделлю. Приймають також, що значення температури й в'язкості РР постійні й дорівнюють їх середнім значенням.

Для спрощення рівняння (2.6) (перед його використанням для розрахунку хвильових процесів в гасителях пульсацій тиску) проведена оцінка

питомої масової сили у порівнянні з членом $\partial u_x / \partial t$, який виражає локальне прискорення. Для цього використана методика, яка базується на порівнянні порядків членів рівняння Нав'є–Стокса [78]. Питома масова сила визначалася силою ваги РР (прискоренням вільного падіння) і приєднаною масою (прискоренням рухомих елементів гідроапаратів). Відзначимо, що таке припущення дає трохи завищені значення питомої масової сили, яка припадає на одиницю маси РР.

Порядок ($\tilde{\Pi}$) питомої масової сили складається із суми прискорень вільного падіння g й рухомих елементів гідроапаратів \ddot{x} . Порядок члена рівняння Нав'є–Стокса, який виражає локальне прискорення, визначається

$$\partial u_x / \partial t - \tilde{\Pi}(\partial u_x / \partial t) = u_x c / L,$$

де L – характерна довжина осі каналу або трубопроводу (довжина поширення хвилі збурення).

Порядок відношення цих членів рівняння Нав'є–Стокса

$$\tilde{\Pi}[(g + \ddot{x}) : \partial u_x / \partial t] = (g + \ddot{x}) L / u_x c.$$

Проведені чисельно-аналітичні дослідження показали, що $\tilde{\Pi}[(g + \ddot{x}) : \partial u_x / \partial t]$ не перевищує 0,103. Отже, масовою силою у рівнянні (2.6) можна знехтувати, при цьому похибка не перевищить 0,17 %. Аналогічне припущення без належного обґрунтування приймають більшість дослідників, наприклад, у роботах [43, 61, 72, 76, 119].

За методикою з роботи [78] проводилася оцінка члена рівняння (2.6) $u_x \partial u_x / \partial x$, який виражає конвективне прискорення, у порівнянні з локальним прискоренням $\partial u_x / \partial t$. Оцінювали порядок членів $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x) = u_x^2 / L$ і $\tilde{\Pi}(\partial u_x / \partial t) = u_x c / L$. Порядок відношення цих членів рівняння Нав'є–Стокса

$$\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x : \partial u_x / \partial t) = u_x^2 / L : u_x c / L = u_x / c.$$

З огляду на конструктивні й робочі параметри елементів гасителів пульсацій тиску, а також те, що у них завжди виконується умова $u_x \ll c$, установлено, що $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x : \partial u_x / \partial t) \approx 0,01$. Отже, членом рівняння

Нав'є–Стокса, який враховує конвективне прискорення, можна знехтувати, при цьому похибка не перевищить 0,25 %.

Оцінка члена, яким ураховується у рівнянні (2.6) в'язкість РР, проводилася за методикою з роботи [95]. Оцінювався порядок членів $\Pi(\partial^2 u_x / \partial x^2) = u_x / L^2$ і $\Pi(\partial^2 u_x / \partial r^2) = u_x / r^2$. Розрахунки показали, що величина $\Pi(\partial^2 u_x / \partial r^2)$, як мінімум, на два порядки більша за величину $\Pi(\partial^2 u_x / \partial x^2)$. Таким чином, членом $\partial^2 u_x / \partial x^2$ у рівнянні (2.6) можна знехтувати, при цьому похибка не перевищить 1,7 %.

Піддаючи усередненню швидкість і тиск РР у довільному перетині трубопроводу, далі розглядали одномірну модель. Прийняті припущення дозволили записати рівняння (2.6) і (2.7) у вигляді одномірної моделі [75]

$$\left. \begin{aligned} \rho_c \frac{\partial u_{cp}}{\partial t} + \frac{\partial p_{cp}}{\partial x} + F(t) &= 0, \\ \frac{\partial u_{cp}}{\partial x} + \frac{1}{E_{прс}} \frac{\partial p_{cp}}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.8)$$

де u_{cp} і p_{cp} – відповідно усереднені швидкості РР і тиски в довільному перетині трубопроводу, $F(t) = \frac{8v_{тс}\rho_c u_{cp}}{r_0^2} + \frac{4v_{тс}\rho_c}{r_0^2} \int_0^t \frac{\partial u_{cp}(t_1)}{\partial t} W^*(t-t_1) dt_1$ –

падіння тиску на одиницю довжини трубопроводу [122]; $W^*(t-t_1)$ – безрозмірна вагова функція, що враховує зміну швидкості у попередні моменти часу; r_0 – радіус трубопроводу, $E_{прс}$ – приведений модуль пружності РР, який розраховувався з урахуванням газомісту й товщини стінки трубопроводу (каналу) за формулою (2.5).

Результати досліджень хвильових процесів, що наведені у статті [75], на прикладі гідроприводу з гідродвигуном прямолінійного руху були спрямовані на порівняння математичного опису руху РР в трубопроводі з розподіленими параметрами (метод характеристик) і зосередженими параметрами (методи 4-х полюсника, Б. Л. Коробочкина й У. Карплюса). Результати проведених досліджень показали можливість використання методів на базі зосередження параметрів. Про правомірність такого підходу при розгляді

гідромеханічних процесів, що відбуваються в об'ємних ГА, говориться й у роботі [2]. Зосередження параметрів трубопроводів та каналів проводили за Г- та Т-подібними схемами (рис. 2.1) [110].

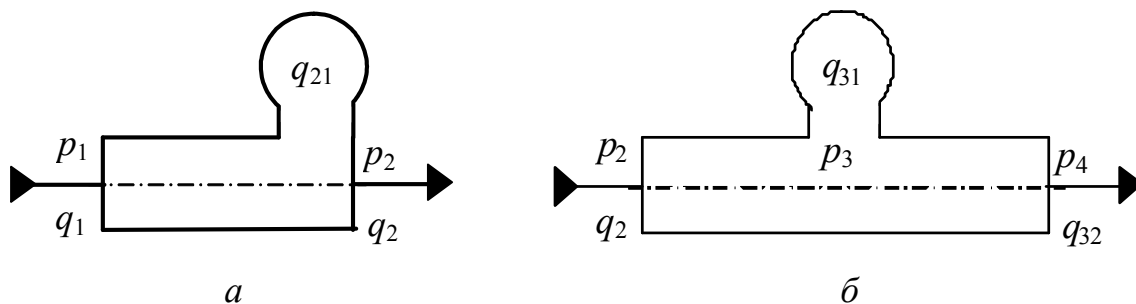


Рис. 2.1. Розрахункова схема трубопроводу: *а* – Г-подібна; *б* – Т-подібна

Математична модель трубопроводів та каналів:

– зосередження наприкінці труби за Г-подібною схемою (рис. 2.1, *а*):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (2.9)$$

де $q_1(t)$ і $q_2(t)$ – відповідно витрати на вході та виході трубопроводу; $q_{21}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у трубопроводі;

– зосередження за Т-подібною схемою (рис. 2.1, *б*):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_4(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.10)$$

де $q_{31}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у трубопроводі; $q_{32}(t)$ – витрата на виході трубопроводу.

Рівняння (2.9) і (2.10) доповнювали обмеженням $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, де $p_{\text{пар}}$ – тиск насиченої пари РР.

При складанні рівнянь моделі трубопроводу використані відомі міркування про аналогію гідродинамічних і електродинамічних процесів, що, зокрема, знайшло своє відображення у використаних позначеннях. У рівняннях (2.9) і (2.10) величини $L_1(t) = \rho_c(t) l_1 / A_1$ і $L_3(t) = \rho_c(t) l_3 / 2 A_3$ – відіграють роль індуктивного опору трубопроводу; величини $R_1(t) = \frac{8 v_{tc}(t) \rho_c(t) l_1}{A_1 r_1^2}$ і $R_3(t) = \frac{8 v_{tc}(t) \rho_c(t) l_3}{2 A_3 r_3^2}$ – роль активного опору трубопроводу; величини $C_i(t) = A_i l_i / E_{прс}(t)$ – роль ємності i -го трубопроводу (каналу). Крім того, позначено: r_i – радіус перетину i -го трубопроводу (каналу); A_i – площа i -го трубопроводу (каналу).

Зауважимо, що площу прохідних перетинів трубопроводів та каналів вибирають залежно від допустимої швидкості РР у них. Згідно з рекомендаціями роботи [30], значення допустимих швидкостей РР в трубопроводах та каналах залежно від тиску, наведені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Значення допустимих швидкостей РР у трубопроводах та каналах

Тиск, МПа	5,0	10,0	15,0	20,0
Швидкість, м/с	3,0	4,5	5,5	6,0

Для трубопроводів всмоктування швидкість РР становить 0,5 – 1,5 м/с, а для зливних – 2 – 2,5 м/с. В окремих випадках для ГА високого тиску швидкість приймають 30 м/с.

2.2.2. Гідравлічна камера

Гідравлічна камера (ємність) використовується у гасителях пульсацій тиску як рідинна пружина, середній коефіцієнт жорсткості якої $c_{р\text{ ср}}$ визначається за формулою [130]

$$c_{р\text{ ср}} = \frac{\pi^2 d_k^4 E_{прс}}{8 W_0 (1 + \overline{W}_{тр})}, \quad (2.11)$$

де d_k – діаметр гідравлічної камери; W_0 – об'єм РР, що знаходиться у гідравлічній камері; $\overline{W}_{\text{тр}}$ – відносний об'єм трубопроводів та камери: $\overline{W}_{\text{тр}} = W_{\text{тр}}/W_0$, де $W_{\text{тр}}$ – об'єм трубопроводів.

У математичних моделях робочого процесу в гасителях пульсацій тиску використовується залежність між зміною тиску в камері $dp_0(t)$ та витратою стискування, яка визначається за формулою [30]

$$\frac{dp_0(t)}{dt} = q_{\text{ст}0}(t) \frac{E_{\text{прс}}(t)}{W_0}, \quad (2.12)$$

де $q_{\text{ст}0}(t)$ – витрата стискування.

2.2.3. Гідравлічні опори

В якості гідравлічних опорів гасителів пульсацій тиску використовуються отвори та сопла.

В гасителях пульсацій тиску, зазвичай, використовуються нерегульовані дроселі, у яких характеристика дроселюючого елемента в процесі роботи ГА незмінна. Відмітимо, що гідравлічний дросель є апаратом, який керує витратою за рахунок створення опору потоку РР. Основним параметром дроселів є площа прохідного перетину. При дроселюванні частина гідравлічної енергії перетворюється в тепло. Зауважимо, що опір дроселів суттєвим чином залежить від в'язкості РР, яка, в свою чергу, залежить від температури. Ось чому для забезпечення стабільної роботи ГА в ньому слід підтримувати постійний температурний режим.

У дроселі, виконаному у вигляді тонкої шайби (діафрагми) з круглим отвором (рис. 2.2), втрати тиску обумовлені раптовим стискуванням потоку РР при вході в отвір та раптовим розширенням при виході з нього. Відмінною особливістю цього дроселя є те, що його опір обумовлений інерційними втратами мало залежить від в'язкості РР.

Провідність дроселя розраховують за залежністю

$$G_{\text{др}}(t) = \mu_{\text{др}}(\text{Re}_{\text{др}}) A_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho_C(t)}}, \quad (2.13)$$

де $\mu_{\text{др}}(\text{Re}_{\text{др}})$ – коефіцієнт витрати дроселя залежно від числа $\text{Re}_{\text{др}}$; $A_{\text{др}}$ – площа прохідного перетину дроселя.

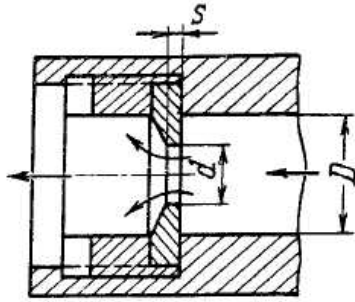


Рис. 2.2. Схема дроселя, виконаного у вигляді шайби з круглим отвором

Витрата через дросель розраховується за формулою

$$q_{\text{др}}(t) = G_{\text{др}}(t) \sqrt{p_1(t) - p_2(t)}, \quad (2.14)$$

де $p_1(t)$ і $p_2(t)$ – відповідно зміна тиску на вході і виході дроселя.

Залежності (2.13) і (2.14) носять універсальний характер. Залежно від форми дроселюючої щілини та конструкції дроселя використовують різні залежності для визначення площі його прохідного перетину. Зауважимо, що діаметр отвору в шайбі d повинен бути не менше за 0,3 – 0,5 мм.

Для отримання великої різниці тиску на дроселі використовують капілярні дроселі – трубки малого діаметра і значної осової довжини. Режим течії через такий дросель ламінарний, а витрата через такий дросель знаходиться за формулою Пуазейля

$$q_{\text{др к}}(t) = \frac{\pi d_{\text{др к}}^4}{128 \rho(t) \nu_t(t) l_{\text{др к}}} [p_1(t) - p_2(t)], \quad (2.15)$$

де $d_{\text{др к}}$ і $l_{\text{др к}}$ – відповідно діаметр і довжина капілярного дроселя; $\rho_C(t)$ і $\nu_t(t)$ – густина і кінематична в'язкість РР відповідно.

У гасителях пульсацій тиску, зазвичай, використовують вісесиметричні сопла, рис. 2.3. У соплі відбувається безперервне збільшення швидкості рідини, яка залежить від перепаду тиску на ньому. Витрата через сопло знаходиться за формулою

$$q_c(t) = \mu_c(\text{Re}) A_c \sqrt{\frac{2}{\rho_c(t)} [p_1(t) - p_2(t)] + 2gh_{\text{вт с}}(\text{Re})}, \quad (2.16)$$

де $\mu_c(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати сопла залежно від числа Re ; A_c – площа прохідного перетину сопла; g – прискорення сили тяжіння; $h_{\text{вт}c}(\text{Re})$ – коефіцієнт втрати тиску в соплі, який залежить від числа Re , та визначається за формулою [26]

$$h_{\text{вт}c}(\text{Re}) = k_{\text{пз}} \zeta_{\text{пз}} + \frac{\lambda_{\text{тр}}(\text{Re})}{8 \sin \alpha_c / 2} \left(1 - \frac{d_c^4}{d_k^4} \right) \frac{v_c^2}{2g}, \quad (2.17)$$

де $\zeta_{\text{пз}}$ – коефіцієнт місцевого опору при раптовому звуженні каналу; $k_{\text{пз}}$ – коефіцієнт який враховує зменшення коефіцієнта $\zeta_{\text{пз}}$; $\lambda_{\text{тр}}(\text{Re})$ – коефіцієнт втрат на тертя; α_c – кут конусності сопла; d_c і d_k – відповідно діаметри сопла і каналу; v_c – швидкість на виході з сопла.

Зауважимо, що коефіцієнти $\zeta_{\text{пз}}$, $k_{\text{пз}}$ і $\lambda_{\text{тр}}(\text{Re})$ визначаються за залежностями, наведеними в роботі [26].

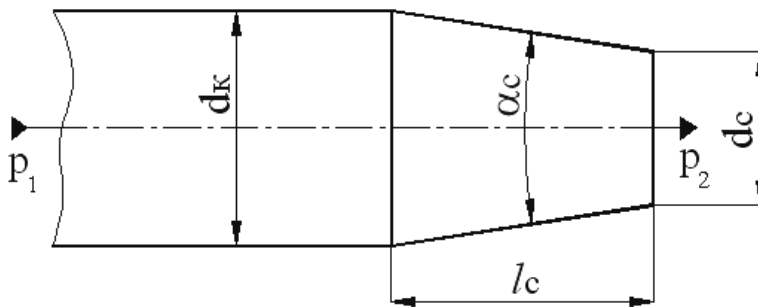


Рис. 2.3. Схема сопла

2.2.4. Пружні елементи

Серед задач, які повинні бути вирішені при проектуванні гідравлічних гасителів пульсацій тиску, особливе місце займає питання правильного вибору параметрів пружних елементів. Високі динамічні навантаження таких елементів викликають необхідність врахування різносторонніх динамічних факторів, що, в свою чергу, приводить до необхідності уточнення деяких їх конструктивних параметрів, розрахованих за допомогою існуючих інженерних методик. Тому існуючі методики їх проектування у разі їх застосування для проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску, повинні бути доповнені аналізом коливальних явищ, які суттєво впливають на

точність відтворення ними заданих функцій та її утомлену міцність. Крім того, при роботі пружних елементів у гідравлічних гасителях пульсацій тиску відбувається зміна об'єму їх проточних порожнин, яку необхідно враховувати при математичному описі робочих процесів, що відбуваються в гасителях. До пружних елементів, що використовуються у гідравлічних гасителях пульсацій тиску, належать сильфони, пружини і мембрани.

Питанням проектування пружин присвячена достатня кількість наукових робіт, наприклад [49, 53, 126]. За умовами праці пружини гідравлічних гасителів пульсацій тиску найбільш близькі до пружин паливної апаратури, проектуванню яких присвячені роботи [52, 53] та ін. Однак навантаження таких пружин відрізняються від навантажень, які притаманні пружинам паливної апаратури. Крім того, на такі пружини накладаються певні конструктивні обмеження, викликані особливістю конструкції гасителя.

Проектуванню сильфонів присвячені роботи [65, 133] та ін. У роботах [93, 107] наведені загальні методики їх розрахунку та проектування, математичні залежності для визначення їх основних параметрів, розглянуто питання їх виготовлення. У роботі [107] зроблено докладний огляд методів розрахунку сильфонів. Однак в цих роботах не наведено залежностей для визначення їх власних частот коливання та зміни об'єму сильфону при пульсуючому навантаженні. У роботі [133] наведені диференціальні рівняння, що описують зміну геометрії мембрани в процесі навантаження, розв'язання яких здійснюється чисельним методом. Але використання цих рівнянь при визначенні зміни об'єму викликає великі труднощі.

Загальні зауваження щодо проектування пружних елементів гідравлічних гасителів пульсацій тиску. Пружні елементи у них знаходяться у проточних або глухих порожнинах та забезпечують часткове зменшення амплітуди пульсацій тиску РР, обумовленої пульсаціями витрати на виході із насоса і внаслідок створення опору в ГА за рахунок власних коливань та зміну об'єму порожнин. Сила, під дією якої відбувається деформація та коливання пружних елементів, визначається за залежністю

$$F(t) = F_1(t) + F_{\text{осц}}(t), \quad (2.18)$$

де $F_1(t)$ – сила, обумовлена попередньою деформацією пружного елемента під дією постійної складової тиску в порожнині гасителя; $F_{\text{осц}}(t)$ – сила, обумовлена дією пульсації тиску в порожнині гасителя.

При визначенні параметрів пружного елемента, для забезпечення його міцності обов'язково треба вимагати виконання умови відсутності резонансу. Умова міцності пружного елемента визначається з нерівності

$$\tau_{\text{пр}}(t) \leq \tau_{\text{пркр}}(t), \quad (2.19)$$

де $\tau_{\text{пр}}(t)$ і $\tau_{\text{пркр}}(t)$ – відповідно максимальна та критична дотичні напруги у пружному елементі.

Зауважимо, що для пружних елементів, які працюють при циклічних навантаженнях, значення критичного дотичного напруження $\tau_{\text{пркр}}(t)$ повинно бути зменшено залежно від коефіцієнта асиметрії циклу [58]

$$r = \tau_{\text{min}} / \tau_{\text{max}},$$

де τ_{min} і τ_{max} – відповідно мінімальне і максимальне дотичні напруження у пружному елементі при циклічному навантаженні.

Коефіцієнт зменшення критичного дотичного напруження визначають залежно від числа циклів та коефіцієнта асиметрії за графіками, наведеними у довідковій літературі, наприклад, довіднику [58]. Оскільки точне визначення коефіцієнта запасу міцності ускладнено, для пружних елементів розтягнення - стискання коефіцієнт запасу міцності беруть в межах від 1,8 до 2,2 [58].

Для виключення співудару гофрів сильфона чи витків пружини повинна виконуватися умова

$$v_{\text{пр0}} \leq v_{\text{пркр}}, \quad (2.20)$$

де $v_{\text{пр0}}$ – найбільша швидкість переміщення рухомого кінця пружного елемента; $v_{\text{пркр}}$ – критична швидкість його переміщення.

Серед усіх параметрів, які характеризують роботу пружних елементів, найважливішими є власні коливання, які не повинні співпадати з частотою вимушених коливань та перевищувати деякі критичні. Крім частоти коливань та міцності, важливою характеристикою пружного елемента є його

жорсткість. Зауважимо, що для отримання лінійної залежності жорсткості пружного елемента від його переміщення в гідравлічних пристроях використовують сумісну роботу декількох пружних елементів, для гідравлічних гасителів пульсацій тиску – це розміщення всередині сільфона пружини чи іншого сільфона. При розміщенні пружини всередині сільфона їх сумарна жорсткість визначається з залежності

$$c_{\Sigma} = c_{\text{пр}} + c_{\text{с}}, \quad (2.21)$$

де $c_{\text{пр}}$ і $c_{\text{с}}$ – відповідно жорсткість пружини і сільфона.

У тому випадку, коли всередині сільфона гасителя розміщені пружини чи сільфони, які не контактують з дном сільфона, в якому вони розміщені, сумарна жорсткість на кожній ділянці визначається сумою жорсткостей працюючих елементів. Виходячи з вимоги мінімізації габаритів гасителя, кількість робочих гофрів сільфона чи витків пружини повинна бути невеликою, а діаметр якомога меншим.

Пружини. Їх виготовляють у відповідності згідно з рекомендаціями, наведеними у роботі [123]. При використанні залежності (1.18) для розрахунку сили, під дією якої відбувається деформація та коливання пружин, треба мати на увазі, що для пружин, які знаходяться під дією динамічних та змінних навантажень, максимальна дотична напружка у пружині яка розрахована для статичного режиму, повинна бути збільшена на 20 – 60 % [77]. Значення найбільшої та найменшої деформації пружини, не залежно від типу кріплення її кінців, відбувається у її нерухомого кінця [52]. Тому саме в ньому виникає максимальне дотичне напруження, яке визначає міцність пружини. Дотичне напруження у пружині визначається за формулою [50]

$$\tau_{\text{пр}}(t) = \frac{8D_{\text{пр}}K_{\text{w}}}{\pi d_{\text{пр}}^3} F(t), \quad (2.22)$$

де $\tau_{\text{пр}}(t)$ і $\tau_{\text{пркр}}(t)$ – відповідно, максимальна та критична дотичні напруження у пружині; K_{w} – коефіцієнт пропорційності [126]:

$$K_{\text{w}} = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}, \text{ а } c = \frac{D_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}}.$$

Критична швидкість переміщення рухомого кінця пружини визначається згідно з залежністю [123]

$$v_{\text{пркр}} = \frac{\tau_{\text{зпр}} \left(1 - \frac{F_{\text{пр2}}}{F_{\text{пр3}}} \right)}{\sqrt{2G_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}}}}, \quad (2.23)$$

де $\tau_{\text{зпр}}$ – максимальне дотичне напруження крутіння; $F_{\text{пр2}}$ та $F_{\text{пр3}}$ – відповідно сили пружини при робочій та максимальній деформації; $\rho_{\text{ст}}$ – густина матеріалу пружини.

На пружини діють сили внутрішнього тертя, які, як відмічено у [52], в області частот менших, ніж 10 кГц не виявляють суттєвого впливу на частоту коливань. Отже, її впливом можна знехтувати. Власну частоту повздовжніх коливань пружини розраховують за формулою [126]

$$\omega_{\text{пр}} = \omega_{\text{пр0}} \frac{n \left(1 - \frac{n^2}{4i^2} \right)}{\sqrt{1 + \frac{1}{1 + \mu_{\text{П}}} \cdot \frac{n^2}{4i^2}}}, \quad (2.24)$$

де n – номер гармоніки; i – кількість робочих витків пружини; $\mu_{\text{П}}$ – коефіцієнт Пуассона; $\omega_{\text{пр0}}$ – найменша власна частота повздовжніх коливань, яку розраховують згідно з залежністю:

$$\omega_{\text{пр0}} = \frac{d_{\text{пр}}}{D_{\text{пр}}^2 i} \sqrt{\frac{G_{\text{ст}} g}{2\gamma_{\text{пр}}}}, \quad (2.25)$$

де $d_{\text{пр}}$ та $D_{\text{пр}}$ – відповідно діаметр дроту та середній діаметр витка пружини; $G_{\text{ст}}$ – модуль зсуву матеріалу пружного елемента; g – прискорення сили тяжіння; $\gamma_{\text{пр}}$ – питома вага матеріалу дроту.

Аналіз залежності (2.24) показує, що з ростом номера гармоніки n , відношення $\frac{\omega_{\text{пр}}}{n \omega_{\text{пр0}}}$ наближається до нуля, особливо для малої кількості витків, і, як відмічено у [126], для перших трьох частот, при кількості витків $i \geq 8$, $\omega_{\text{пр}} \approx \omega_{\text{пр0}}$ і похибка не перевищує 5 %, а для основної частоти таку

похибку отримують вже при $i \geq 3$. Однак треба мати на увазі, що похибка у розрахунках власної частоти коливань може виникнути через погрішність виготовлення та неточність механічних характеристик матеріалу дроту пружини.

При визначенні кількості витків пружини треба мати на увазі, що їх кількість на 1,5 – 2 витка повинна бути більшою, оскільки крайні витки, які стикаються з опорами, практично не беруть участь у деформації пружини. Монтаж пружини у сильфоні необхідно виконувати з деяким попереднім натягом. При роботі пружини її один кінець нерухомий, а інший рухається разом з дном сильфона, причому робочий хід повинен бути не меншим за робочий хід сильфона, а також не повинно відбуватися відриву її кінців.

Жорсткість пружини розраховують за формулою [35]

$$c_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}} d_{\text{пр}} H}{8 D_{\text{пр}} n}, \quad (2.26)$$

де h – висота стиснутої пружини; n – кількість робочих витків.

Сильфони. Їх виготовляють згідно з рекомендаціями, наведеними у [4]. Зазначимо, що значення найбільшого та найменшого напруження, яке визначає міцність сильфона, зазвичай, є вершиною чи впадиною гофра (рис. 2.4). Точне місце розміщення точки найбільшого напруження не визначено та залежить від багатьох чинників.

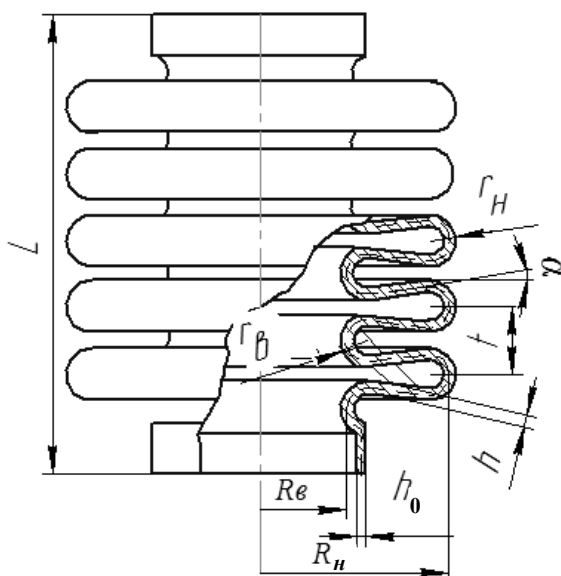


Рис. 2.4. Схема сильфона

У загальному випадку еквівалентне напруження визначається за залежністю [107]

$$\tau_{\text{екв}}(t) = \sqrt{\tau_1(t)^2 + \tau_2(t)^2 - \tau_1(t)\tau_2(t)}, \quad (2.27)$$

де $\tau_1(t)$ і $\tau_2(t)$ – відповідно головні напруження в точках внутрішньої і зовнішньої поверхонь.

Власну частоту повздовжніх коливань сільфона знаходять з системи диференціальних рівнянь [65]:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) + \beta(x_1 - x_2) = F_0 \left[\frac{\delta_1}{2} \cos(\omega t + \varphi_{1/2}) - \delta_{3/2} \cos(\omega t + \varphi_{3/2}) \right]; \\ m_i \ddot{x}_i + c(2x_i - x_{i-1} - x_{i+1}) + \beta(2x_i - x_{i-1} - x_{i+1}) = \\ = F_0 [\delta_{i-1/2} \cos(\omega t + \varphi_{i-1/2}) - \delta_{i+1/2} \cos(\omega t + \varphi_{i+1/2})]; \\ m_n \ddot{x}_n + c(x_n - x_{n-1}) + \beta(x_n - x_{n-1}) = \\ = F_0 [\delta_{n-1/2} \cos(\omega t + \varphi_{n-1/2}) - \delta_{n+1/2} \cos(\omega t + \varphi_{n+1/2})], \end{cases} \quad (2.28)$$

де m – маса рідини; x_i – переміщення i -ої маси; c – жорсткість гофра; β – коефіцієнт демпфування; F_0 – амплітуда сили зриву; $\varphi_{i\pm 1/2}$ – зсув фаз сусідніх гофрів при коливаннях; δ_i – коефіцієнти, які розраховуються за залежностями, наведеними в роботі [65]; ω – частота коливання.

Жорсткість сільфонів розраховують за формулою [93]

$$c_{\Sigma} = \frac{Eh_0}{n(1 - \mu_{\Pi}^2)} \left(A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B \frac{h_0^2}{R_B^2} \right) \quad (2.29)$$

де e – модуль об'ємної пружності матеріалу сільфона; h_0 – товщина стінки сільфона; n – кількість гофрів сільфона; r_v – внутрішній радіус сільфона; μ_{Π} – коефіцієнт Пуассона; a_0 , a_1 , a_2 , α і b – коефіцієнти, які залежать від геометрії сільфона та визначаються за залежностями, наведеними в [93].

Розрахунок змінного, під дією пульсуючого тиску $p(t)$, об'єму камери сільфона проводять згідно з залежністю

$$W(t)_c = \frac{\pi d_c^2 A_c}{4 c_{c\Sigma}} p(t), \quad (2.30)$$

де A_c – ефективна площа сільфона; $c_{c\Sigma}$ – жорсткість сільфона за тиском; t_c – крок гофрування сільфона; δ_c і n_c – відповідно товщина стінки і кількість робочих гофрів сільфона.

Зауважимо, що при використанні двох разом працюючих сільфонів чи сільфона, в якому розміщено пружину, $c_{c\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

У гасителів пульсацій сільфони знаходяться під дією пульсуючого тиску, тому при їх проектуванні виникає необхідність визначення їх циклічної міцності, яка залежить від багатьох факторів: властивостей матеріалу; геометричних розмірів; умов експлуатації тощо. Циклічна міцність зазвичай визначається експериментальним шляхом [47]. Проведений аналіз роботи та конструктивних розмірів сільфонів гасителів пульсацій тиску дозволив встановити, що вони зазвичай виготовляються з бр.б2, модуль пружності яких становить $E_{бр} = 13500 \text{ кг/мм}^2$, межа міцності – $\sigma_b = 125 \text{ кг/мм}^2$, а межа текучості – $\sigma_t = 110 \text{ кг/мм}^2$ [107]. Зазвичай, сільфони виготовлені саме з бр.б2, а їх конструктивні розміри становлять:

$$k = \frac{R_n}{R_b} = 1,4; \quad \delta = \frac{h_0}{R_b} = 0,02; \quad m = \frac{r_b}{R_b} = 0,10, \quad (2.31)$$

де R_n і R_b – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси сільфона, мм; h_0 – товщина стінки матеріалу сільфона, мм; $r_b = \frac{t_c}{4}$; t_c – крок сільфона, мм.

Прийняті конструктивні розміри сільфонів дозволили з графіків роботи [107] визначити відносні напруження на вільному ході. Тоді максимальне та мінімальне меридіанні згинальне і окружне напруження визначаються за залежностями

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{1\text{и max}(\text{min})} &= 7,6 \frac{E_{\text{Бр}} h_0 l_{\text{lp max}(\text{min})}}{R_{\text{H}}^2 n_{\text{c}}} \\ \sigma_{2\text{o max}(\text{min})} &= 3,33 \frac{E_{\text{Бр}} h_0 l_{\text{lp max}(\text{min})}}{R_{\text{H}}^2 n_{\text{c}}} \end{aligned} \right\}, \quad (2.32)$$

де n_{c} – кількість робочих гофрів сільфона; $l_{\text{lp max}(\text{min})}$ – переміщення сільфона в мм, під дією тиску $p_{\text{max}(\text{min})}$ – максимального (мінімального) значення тиску з урахуванням пульсації, кг/мм², максимальне (мінімальне) переміщення дна сільфона розраховують за формулою

$$l_{\text{lp max}(\text{min})} = \frac{\pi (R_{\text{H}}^2 + R_{\text{B}}^2) p_{\text{max}(\text{min})}}{2 c_{\text{c} \Sigma}}, \quad (2.33)$$

де $c_{\text{c} \Sigma}$ – жорсткість сільфона за тиском [123], кг/мм

$$c_{\text{c} \Sigma} = (4,3 - 4,8) \frac{\pi E_{\text{Бр}} h_0^3}{R_{\text{H}}^2 n_{\text{c}}}.$$

Максимальне та мінімальне меридіанні згинальне і окружне напруження визначають за залежностями

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{1\text{o max}(\text{min})} &= \frac{\left[2 (R_{\text{H}} + R_{\text{B}})^2 + (R_{\text{H}}^2 + R_{\text{B}}^2) \right] p_{\text{max}(\text{min})}}{16 (R_{\text{H}}^2 + R_{\text{B}}^2) h_0} \\ \sigma_{2\text{и max}(\text{min})} &= \mu_{\text{п}} \sigma_{1\text{и max}(\text{min})} \end{aligned} \right\}, \quad (2.34)$$

де $\mu_{\text{п}}$ – коефіцієнт Пуассона.

Головні напруження розраховують за залежностями

$$\sigma_{i \text{ max}(\text{min})} = \sigma_{i\text{o max}(\text{min})} - \sigma_{i\text{н max}(\text{min})}, \quad (2.35)$$

де i – індекси головних напружень, $i = 1, 2$.

Головні напруження приводять до рівнопульсаційного циклу

$$\tilde{\sigma}_i = \frac{\sigma_{\text{B}}^2}{\sigma_{\text{a} i}} (1 - m_i^2) \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2a_i}{1 - m_i^2} \right)^2} \right], \quad (2.36)$$

$$\text{де } m_i = \frac{\sigma_{\text{m} i}}{\sigma_{\text{B}}}; \quad a_i = \frac{\sigma_{\text{a} i}}{\sigma_{\text{B}}}; \quad \sigma_{\text{m} i} = \frac{\sigma_{1 \text{ max}} + \sigma_{1 \text{ min}}}{2}; \quad \sigma_{\text{a} i} = \frac{\sigma_{1 \text{ max}} - \sigma_{1 \text{ min}}}{2}.$$

Значення еквівалентного напруження у небезпечній точці сильфона розраховують за залежністю, отриманою з енергетичної теорії міцності, аналогічної (2.27)

$$\sigma_{\text{екв}}^0 = \sqrt{\bar{\sigma}_1^2 + \bar{\sigma}_2^2 - \bar{\sigma}_1 \bar{\sigma}_2} . \quad (2.37)$$

Середнє значення циклічної міцності \bar{N}_c знаходять з залежності [510]

$$\lg N_c = a - m \lg \sigma_{\text{екв}}^0 , \quad (2.38)$$

де a і m – експериментально визначені коефіцієнти.

Для бр.62: $a = 6$; $m = 0,62$ [107]. Таким чином, розраховують циклічну міцність сильфонів гасителів пульсацій тиску, яка визначає їх надійність.

Мембрана – гнучка тонка плівка, яка під дією зовнішніх сил знаходиться в стані натягу та має пружність. Мембрани виготовляють з гуми, прогумованої тканини тощо. Їх зазвичай використовують в якості чутливих елементів, які перетворюють зміну тиску в лінійні переміщення.

Ефективною площею мембрани називають умовну площу, що дорівнює частки від ділення зовнішнього робочого зусилля, яке розвиває мембрана під дією перепаду тиску, на цей перепад, $A_{\text{ем}} = F / \Delta p$. Вимушені коливання мембрани під дією зосереджених чи розподілених періодичних зовнішніх сил відбуваються з частотою зовнішнього впливу. Зазначимо, що при співпаданні частоти зовнішньої сили з однією з власних частот мембрани відбувається резонанс.

Зазвичай, мембрана кріпиться по контуру, на якому утворюється натяг, який забезпечує роботу мембрани як пружної системи. Максимальний прогин мембрани під дією рівномірно розподіленого навантаження інтенсивністю p на одиницю площі A_m , яка перекриває мембрану, визначається за наближеною формулою

$$x_{\text{м max}} = k \frac{p A_m}{F_0} ,$$

де F_0 – натяг на одиницю довжини контуру; k – коефіцієнт, який залежить від проекції мембрани на площину: для квадратної $k = 0,08$; для круглої $k = 0,078$; для трикутної $k = 0,063$.

Жорсткість мембрани вказується в її технічній характеристиці.

Рівняння, які наведені вище разом з конструктивною схемою гасителя пульсацій тиску, дозволяють на основі єдиних методологічних підходів будувати математичні моделі його робочого процесу. Розглянемо математичні моделі робочого процесу найбільш типових гасителів пульсацій тиску.

2.3. Математичні моделі робочого процесу гасителів пульсацій тиску

2.3.1. Математична модель робочого процесу однокамерного гасителя пульсацій тиску

Розглядався однокамерний гаситель пульсацій тиску з звуженим патрубком на вході. При складанні математичної моделі його робочого процесу вважали, що вихід гасителя пульсацій тиску з'єднано з ГА, навантаження якого моделюється дроселем, який регулюється, рис. 2.5.

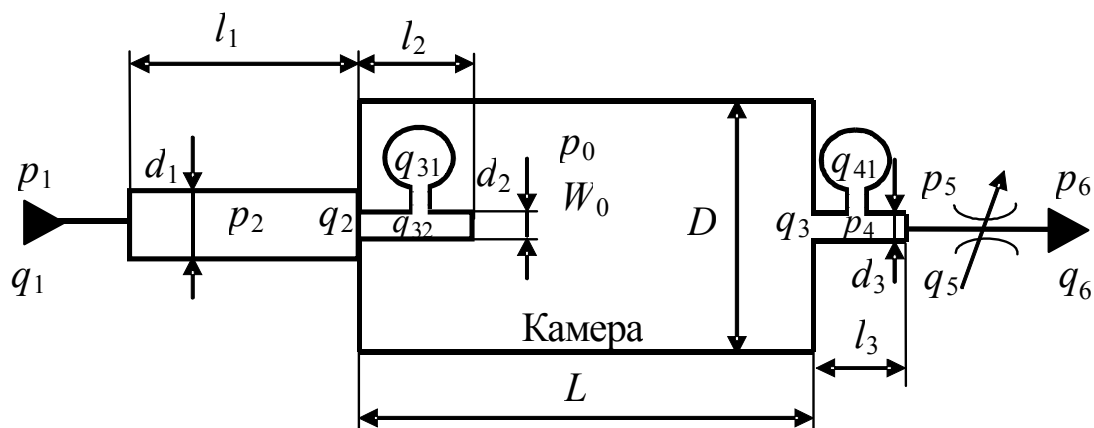


Рис. 2.5. Розрахункова схема однокамерного гасителя пульсацій тиску зі звуженим патрубком на вході

Математична модель такого гасителя включає рівняння:

– руху РР у вхідному каналі гасителя

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (2.39)$$

де $q_1(t)$ і $q_2(t)$ – відповідно витрати на вході та виході вхідного каналу гасителя; $q_{21}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у вхідному каналі гасителя;

– руху РР у звуженому патрубку, встановленому на вході гасителя

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_0(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.40)$$

де $q_{31}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у звуженому патрубку, встановленому на вході гасителя; $q_{32}(t)$ – витрата на виході із звуженого патрубка, встановленого на вході гасителя;

– нерозривності

$$q_0(t) = q_{32}(t), \quad (2.41)$$

де $q_0(t)$ – витрата на вході камери;

– зміни тиску в камері

$$\frac{d p_0(t)}{d t} = [q_0(t) - q_3(t)] \frac{E_{\text{прс}}(t)}{W_0}, \quad (2.42)$$

де W_0 – об'єм камери; $q_3(t)$ – витрата на виході камери;

– руху РР у вихідному каналі гасителя

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_3(t)}{d t} &= \frac{1}{L_4(t)} [p_0(t) - p_4(t)] - \frac{R_4(t)}{L_4(t)} q_3(t), \\ \frac{d p_4(t)}{d t} &= \frac{1}{C_4(t)} q_{41}(t) = \frac{1}{C_4(t)} [q_3(t) - q_{42}(t)], \\ \frac{d q_{42}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_4(t)} [p_4(t) - p_5(t)] - \frac{R_4(t)}{L_4(t)} q_{42}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.43)$$

де $q_{41}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у вихідному каналі гасителя;

$q_{42}(t)$ – витрата на виході із вихідного каналу гасителя;

– нерозривності

$$q_{42}(t) = q_5(t) = q_6(t), \quad (2.44)$$

де $q_5(t)$ і $q_6(t)$ – відповідно, витрати на виході з гасителя і ГА;

– витрати через дросель, який регулюється

$$q_6(t) = \mu_{\text{др}}(\text{Re}) A_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho_c(t)} [p_5(t) - p_6(t)]}, \quad (2.45)$$

де $\mu_{\text{др}}(\text{Re})$ і $A_{\text{др}}$ – відповідно, коефіцієнт витрати і площа дроселя.

Рівняння (2.39) – (2.45) доповнювали обмеженням $p_6(t) \geq p_{\text{пар}}$, де $p_{\text{пар}}$ – тиск насиченої пари РР.

Математична модель робочого процесу однокамерного пасивного гасителя пульсацій тиску з удосконаленою проточною камерою [125], конструктивною особливістю якого є виконання косих зрізів на входному та вихідному патрубках, рис. 2.6, складається з рівнянь (2.39) – (2.45), які доповнюються рівняннями руху РР у звуженому патрубку, встановленому на виході гасителя, записаних аналогічно до рівнянь (2.40).

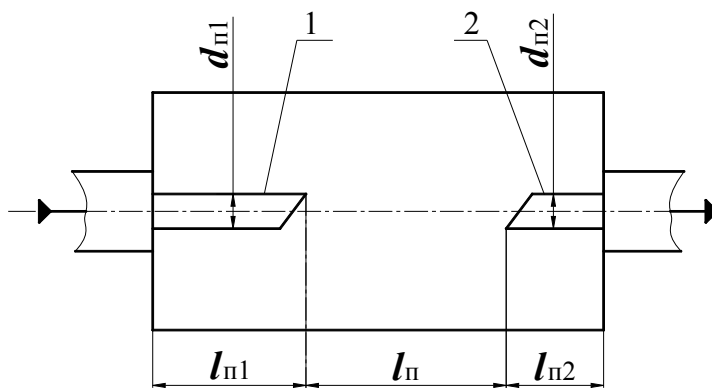


Рис. 2.6. – Схема однокамерного гасителя пульсацій тиску з удосконаленою проточною камерою: 1, 2 – патрубки з косими зрізами

При умові, що камера гасителя пульсацій досить велика і її стінки не впливають на параметри течії й струмінь, який витікає з патрубка, ізобаричний та вісесиметричний; потік – сталий, а розподіл швидкостей на зрізі патрубка – рівномірний; косі зрізи на входному та вихідному патрубках виконані під кутом 45° і спрямовані у протилежні сторони, їх враховують діаметром входного патрубка $d_{п1}$ (d_2 на рис. 2.5), який розраховують за залежністю [125]

$$d_{\text{пл}} = (1 + 2\text{tg}\beta_{\text{поч}}) d_{\text{пл геом}}, \quad (2.46)$$

де $d_{\text{пл геом}}$ – геометричний діаметр вхідного патрубку; $\beta_{\text{поч}}$ – кут розширення струменя, $\text{tg}\beta_{\text{поч}} = 0,158$ [61].

Рівняння (2.46) доповнюють рівнянням обмеження відстані між патрубками

$$l_{\text{п}} > l_{\text{поч}}, \quad (2.47)$$

де $l_{\text{п}}$ – відстань між патрубками; $l_{\text{поч}}$ – довжина початкової ділянки струменя $l_{\text{поч}} = 4,47d_{\text{пл геом}}$ [61].

Таке виконання проточної ділянки гасителя дозволяє гасити зворотні хвилі у ГА, зменшити габарити гасителя. Зауважимо, що при $l_{\text{п}} \leq l_{\text{поч}}$ виконання косих зрізів на вхідному та вихідному патрубках гасителя не ефективно, тому що в цьому випадку вся (приблизно 95 %) енергія на виході з патрубка 1 потрапляє у патрубок 2. У цьому випадку рівнянням (2.46) в математичній моделі гасителя нехтують.

Аналогічним чином будують математичні моделі робочого процесу будь-яких камерних гасителів пульсацій тиску.

2.3.2. Математична модель робочого процесу інтерференційного гасителя пульсацій тиску

Розглядався інтерференційний гаситель пульсацій тиску з обвідним каналом, рис. 2.7. При складанні математичної моделі його робочого процесу вважали, що навантаження, яке створюється ГА на його виході, моделюється дроселем, який регулюється, а витікання РР відбувається в атмосферу.

Математична модель включає рівняння:

– руху РР в трубі 1

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}; \quad (2.48)$$

– руху РР в каналі 3

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_3(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_3(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_3(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_0(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (2.49)$$

– руху РР в каналі 4

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_4(t)}{d t} &= \frac{1}{L_4(t)} [p_2(t) - p_4(t)] - \frac{R_4(t)}{L_4(t)} q_4(t), \\ \frac{d p_4(t)}{d t} &= \frac{1}{C_4(t)} q_{41}(t) = \frac{1}{C_4(t)} [q_4(t) - q_{42}(t)], \\ \frac{d q_{42}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_4(t)} [p_4(t) - p_0(t)] - \frac{R_4(t)}{L_4(t)} q_{42}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (2.50)$$

– нерозривності

$$q_2(t) = q_3(t) + q_4(t); \quad (2.51)$$

– зміни тиску в камері, яка з'єднує канали 3 і 4

$$\frac{d p_0(t)}{d t} = [q_{32}(t) + q_{42}(t) - q_5(t)] \frac{E_{\text{прс}}(t)}{W_0}, \quad (2.52)$$

де W_0 – об'єм цієї камери;

– руху РР в трубі 2

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_5(t)}{d t} &= \frac{1}{L_2(t)} [p_0(t) - p_5(t)] - \frac{R_2(t)}{L_2(t)} q_5(t), \\ \frac{d p_5(t)}{d t} &= \frac{1}{C_2(t)} q_{51}(t) = \frac{1}{C_2(t)} [q_5(t) - q_6(t)] \end{aligned} \right\}; \quad (2.53)$$

– витрати через дросель

$$q_6(t) = \mu_{\text{др}}(\text{Re}) A_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_5(t)}, \quad (2.54)$$

де $\mu_{\text{др}}(\text{Re})$ і $A_{\text{др}}$ – відповідно коефіцієнт витрати і площа дроселя.

Рівняння (2.48) – (2.54) доповнювали обмеженням $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, де $p_{\text{пар}}$

– тиск насиченої пари РР та умовою інтерференції хвиль пульсацій тиску

$$l_3 \neq l_4.$$

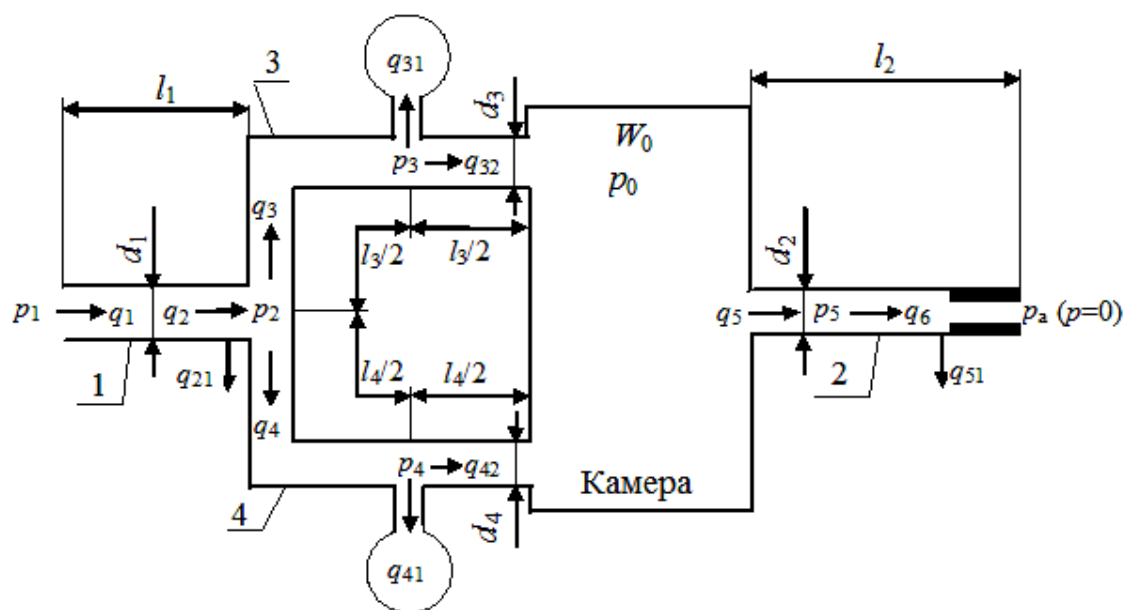


Рис. 2.7. Розрахункова схема інтерференційного гасителя пульсацій тиску

2.3.3. Математична модель робочого процесу гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів

Розглядався гаситель пульсацій тиску, рис. 2.8 [91]. При складанні математичної моделі його робочого процесу вважали, що навантаження, яке створюється ГА на його виході, моделюється дроселем, який регулюється. Зауважимо, що витрата через цей дросель розраховувалась згідно з залежністю аналогічній (2.54).

Математична модель робочого процесу гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів складається з рівнянь [20]:

– руху РР в каналі 1

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1} q_{11}(t) = \frac{1}{C_1} [q_1(t) - q_{12}(t)], \\ \frac{d q_{12}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_{12}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (2.55)$$

– зміни тиску в камерах зі змінним об'ємом 3

$$\frac{dp_3(t)}{dt} = [q_{12}(t) - q_3(t)] \frac{E_{\text{пр с}}(t)}{W(t)_3}, \quad (2.56)$$

де $W(t)_3$ – об'єм камери;

– зміни об'єму камери 3

$$W(t)_3 = \frac{\pi d_4^2}{4} (l_4 - l_1) - W(t)_1, \quad (2.57)$$

де $W(t)_1$ – змінний під дією пульсуючого тиску об'єм камери сильфона, який розраховують за залежністю

$$W(t)_1 = \frac{\pi d_C^2}{4} (l_C - l_{\text{пр3}}(t)) ; l_{\text{пр3}}(t) = \begin{cases} \frac{\frac{\pi d_C^2}{4} p_3(t)}{c_{C\Sigma}}, & \text{при } \frac{\frac{\pi d_C^2}{4} p_3(t)}{c_{C\Sigma}} < l_{\text{imax}} \\ l_{\text{imax}}, & \text{при } \frac{\frac{\pi d_C^2}{4} p_3(t)}{c_{C\Sigma}} \geq l_{\text{imax}} \end{cases} ;$$

– витрати через отвори з камери 3 в камеру 4

$$1/4 q_3(t) = \mu(\text{Re}) A_o \sqrt{\frac{2}{\rho_3(t)} (p_3(t) - p_4(t))}; \quad (2.58)$$

– зміни тиску в камері 4

$$\frac{dp_4(t)}{dt} = [q_3(t) - q_4(t)] \frac{E_{\text{пр с}}(t)}{W_4}, \quad (2.59)$$

де W_4 – об'єм камери, $W_4 = \frac{\pi (d_3^2 - d_4^2)}{4} (l_4 - l_1) - 4 \frac{\pi d_6^2}{4} l_3$;

– нерозривності

$$q_5(t) = 1/4 q_4(t); \quad (2.60)$$

– руху РР в каналі 5

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_5(t)}{d t} &= \frac{1}{L_5(t)} [p_4(t) - p_5(t)] - \frac{R_5(t)}{L_5(t)} q_5(t), \\ \frac{d p_5(t)}{d t} &= \frac{1}{C_5} q_{51}(t) = \frac{1}{C_5} [q_5(t) - q_{52}(t)], \\ \frac{d q_{52}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_5(t)} [p_5(t) - p_6(t)] - \frac{R_5(t)}{L_5(t)} q_{52}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (2.61)$$

– зміни тиску в камері 6

$$\frac{d p_6(t)}{d t} = [4 q_{52}(t) - q_6(t)] \frac{E_{\text{пр с}}(t)}{W_6}, \quad (2.62)$$

де W_6 – об’єм камери, $W_6 = \frac{\pi (d_3^2 - d_4^2)}{4} (l_4 - l_1)$;

– витрати через отвори у внутрішніх камерах

$$1/4 q_6(t) = \mu(\text{Re}) A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_6(t)} (p_6(t) - p_7(t))}; \quad (2.63)$$

– зміни тиску в камерах зі змінним об’ємом 7

$$\frac{d p_7(t)}{d t} = [q_6(t) - q_7(t)] \frac{E_{\text{пр с}}(t)}{W(t)_7}, \quad (2.64)$$

де $W(t)_7$ – об’єм камери 7;

– зміни об’єму камери 7

$$W(t)_7 = \frac{\pi d_4^2}{4} l - W(t)_2, \quad (2.65)$$

де $W(t)_2$ – змінний під дією пульсуючого тиску об’єм камери сильфона

$$W(t)_2 = \frac{\pi d_C^2}{4} (l_C - l_{\text{пр}7}(t)); \quad l_{\text{пр}7}(t) = \begin{cases} \frac{\pi d_C^2}{4} p_7(t) / c_{C\Sigma}, & \text{при } \frac{\pi d_C^2}{4} p_7(t) / c_{C\Sigma} < l_{\text{imax}} \\ l_{\text{imax}}, & \text{при } \frac{\pi d_C^2}{4} p_7(t) / c_{C\Sigma} \geq l_{\text{imax}} \end{cases};$$

– руху РР у вихідному каналі 8

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_7(t)}{d t} &= \frac{1}{L_8(t)} [p_7(t) - p_8(t)] - \frac{R_8(t)}{L_8(t)} q_7(t), \\ \frac{d p_8(t)}{d t} &= \frac{1}{C_8} q_{81}(t) = \frac{1}{C_8} [q_7(t) - q_8(t)] \end{aligned} \right\}. \quad (2.66)$$

Рівняння (2.55) – (2.66) доповнювали обмеженнями:

$$p_i(t) \geq p_{\text{пар}}, \quad l_{\text{max}} \leq n_C(t_C - 2\delta_C),$$

де $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів РР; d_C – діаметр сиффона; l_C – довжина сиффона; $l_{p3}(t)$, $l_{p7}(t)$ і l_{max} – відповідно, переміщення сиффона під дією тиску p_3 , тиску p_7 і максимальне; $c_{C\Sigma}$ – жорсткість сиффона за тиском; t_C – крок гофрування сиффона; δ_C і n_C – відповідно товщина стінки і кількість робочих гофрів сиффона. Зауважимо, що при використанні в якості пружних елементів сиффонів, які працюють разом з гвинтовою циліндричною пружиною, або двох сиффонів, $c_{C\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

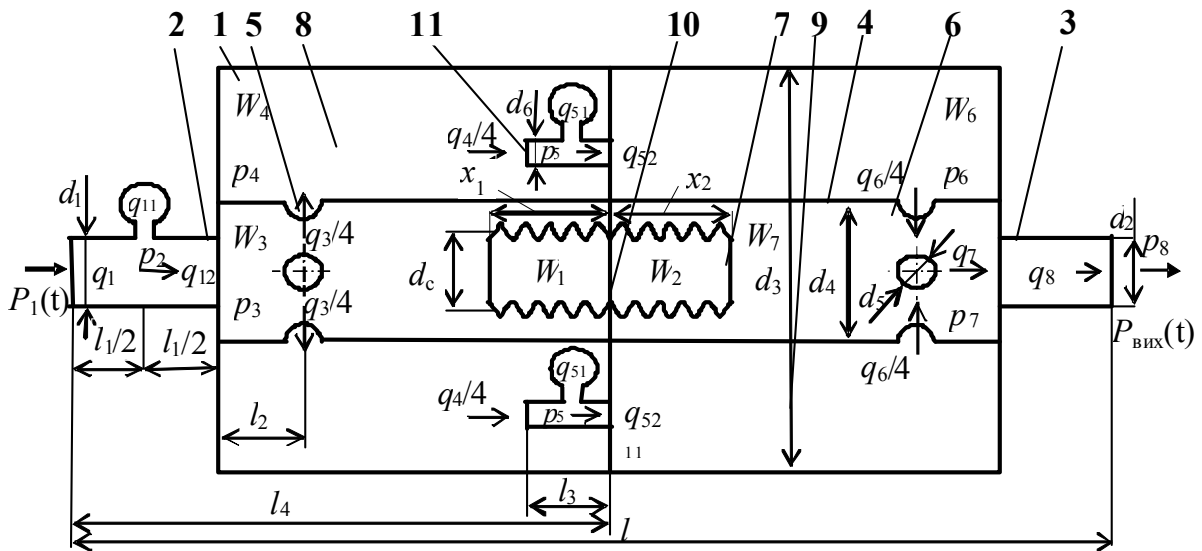


Рис. 2.8. Розрахункова схема гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів: 1 – корпус; 2 і 3 – відповідно, вхідний і вихідний патрубки; 4 – центральна труба; 5 і 6 – отвори; 7, 12 – пружні блоки зі змінною жорсткістю (сиффони); 8 і 9 – проточні порожнини; 10 – перегородка; 11 – короткі внутрішні патрубки

Розроблені математичні моделі робочого процесу в гасителях пульсацій тиску у складі ГА, які базуються на декомпозиції його на вузли та зосередженні параметрів за Т і Г-подібними схемами і комплексно, у порівнянні з раніше відомими, враховують такі фактори, як: нестаціонарність гідромеханічних процесів, властивості РР, перемінність коефіцієнта витрат. Їх використання дозволяє більш докладно визначити вплив робочих і конструктивних параметрів гасителя на його характеристики, провести раціональний вибір останніх.

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ГАСИТЕЛЯХ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Ці дослідження проводили розглядаючи гасителі пульсацій тиску у складі об'ємного ГА. Розглядали гасителі пульсацій тиску, схеми та конструктивні розміри яких наведені в додатку А – рис. А.1 – А.4, табл. А.2 – А.5. Вважали, що тиск зливу в ГА дорівнює атмосферному. Параметри РР (масла ІГП – 30): густина $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu_t = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; температура 50°C). Використовували розроблені математичні моделі.

3.1. Визначення частотного діапазону ефективного застосування пасивних гасителів пульсацій тиску

За розробленими математичними моделями робочого процесу гасителів, в пакеті прикладних програм, визначали коефіцієнт гасіння в залежності від частоти пульсацій тиску на виході насоса, конструктивних параметрів гасителя, робочих параметрів ГА, газовмісту РР, рис. 3.1 – 3.5. За результатами досліджень встановлено, що ефективним частотним діапазоном гасіння пульсацій тиску однокамерного гасителя з патрубком на вході є частоти більші за 150 Гц, рис. 3.1. У цьому діапазоні частот його коефіцієнт гасіння суттєвим чином залежить від діаметра і довжини камери гасителя. А також газовмісту РР. Зміна витрати в ГА, в межах $\pm 15\%$ від її номінального значення, рівня тиску в ГА та діаметра умовного проходу на коефіцієнт гасіння практично не впливають.

Дослідження ГА з однокамерним гасителем з патрубком на виході вказали, що його коефіцієнт гасіння в діапазоні частот більших за 50 Гц, є практично незмінним та значно меншим за коефіцієнт гасіння однокамерного гасителя з патрубком на вході, рис. 3.2. При цьому значний вплив на його коефіцієнт гасіння має діаметр умовного проходу. Застосування такого гасителя в ГА з діаметром умовного проходу $d_y \leq 10 \text{ мм}$ неефективно.

За результатами дослідження ГА з двокамерним гасителем з двома патрубками встановлено, що характер зміни його коефіцієнта гасіння від газовмісту РР та зміни витрати в ГА в межах $\pm 15\%$ від її номінального значення, подібний до коефіцієнта гасіння однокамерного гасителя з патрубком на вході, однак його значення значно менші, рис. 3.3. Найбільший вплив на коефіцієнт гасіння двокамерного гасителя з двома патрубками, в діапазоні частот більших за 150 Гц, мають діаметри його камери та умовного проходу. Слід зазначити, на частотах від 120 Гц до 175 Гц, двокамерний гаситель з двома патрубками може підсилювати пульсації тиску. Діапазоном ефективного застосування такого гасителя є частоти до 80 Гц та більші за 190 Гц.

Дослідження ГА з інтерференційними гасителями пульсацій тиску виявили, що зміна витрати та тиску в ГА, в діапазоні частот від 150 Гц і вище, не мають суттєвого впливу на їх коефіцієнт гасіння, рис. 3.4, 3.5. Інтерференційний гаситель з боковим відгалуженням має високий коефіцієнт гасіння в діапазоні частот менших за 100 Гц при $d_{\text{від}} < d_y$, а в діапазоні частот більших за 100 Гц при $d_{\text{від}} \geq d_y$, рис 3.4,в. Суттєвою відмінністю інтерференційного гасителя з обвідним каналом від інтерференційного гасителя з боковим відгалуженням є те, що в діапазоні частот від 80 Гц до 200 Гц тільки газовміст РР має значний вплив на його коефіцієнт гасіння. Зазначимо, що ефективний частотний діапазон застосування інтерференційних гасителів пульсацій тиску суттєвим чином залежить від їх конструктивних параметрів, робочих параметрів ГА. За результатами розрахунків встановлено, що при використанні інтерференційних гасителів пульсацій тиску низькочастотні пульсації тиску в ГА спричинені спрацюванням виконавчих механізмів та апаратури, практично не пропускаються до насоса, отже, не впливають на його роботу.

За результатами досліджень гасителів пульсацій тиску всіх типів встановлено, що робочі параметри РР: газовміст; температура; в'язкість, мають суттєвий вплив на їх характеристики. При газовмісті РР від 0,5 % та

вище найбільш ефективне гасіння пульсацій тиску відбувається при застосуванні камерних гасителів. А при газовмісті РР до 1 % – інтерференційних.

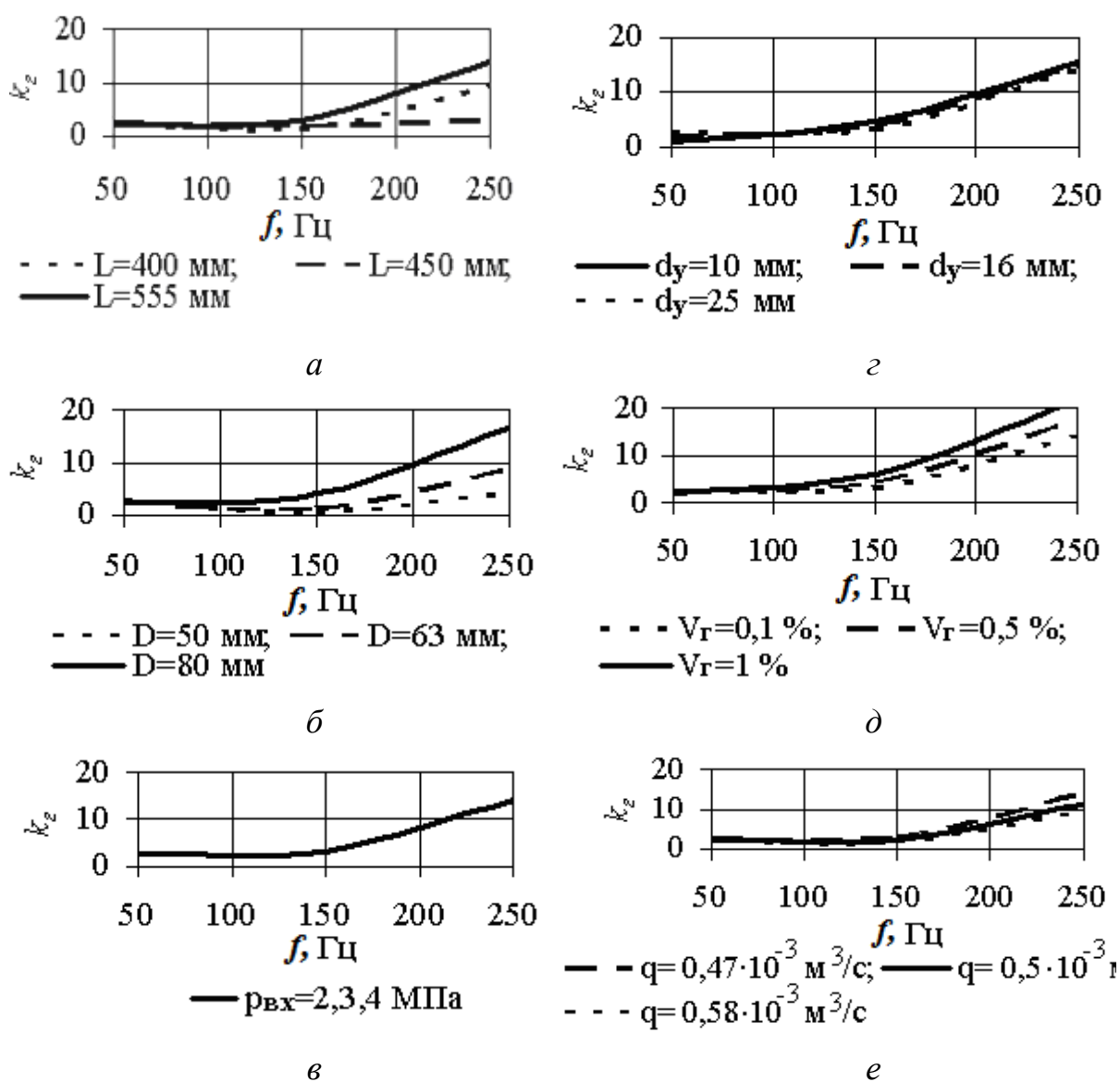


Рис. 3.1. Залежність коефіцієнта гасіння k_r однокамерного гасителя з патрубком на вході від частоти f та: а – довжини камери гасителя L ($d_y = 20$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); б – діаметра камери гасителя D ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм); в – тиску на вході в гаситель $p_{вх}$ ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); г – діаметра умовного проходку гасителя d_y ($L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); д – газовмісту РР V_r ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); е – витрати ГА q ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм)

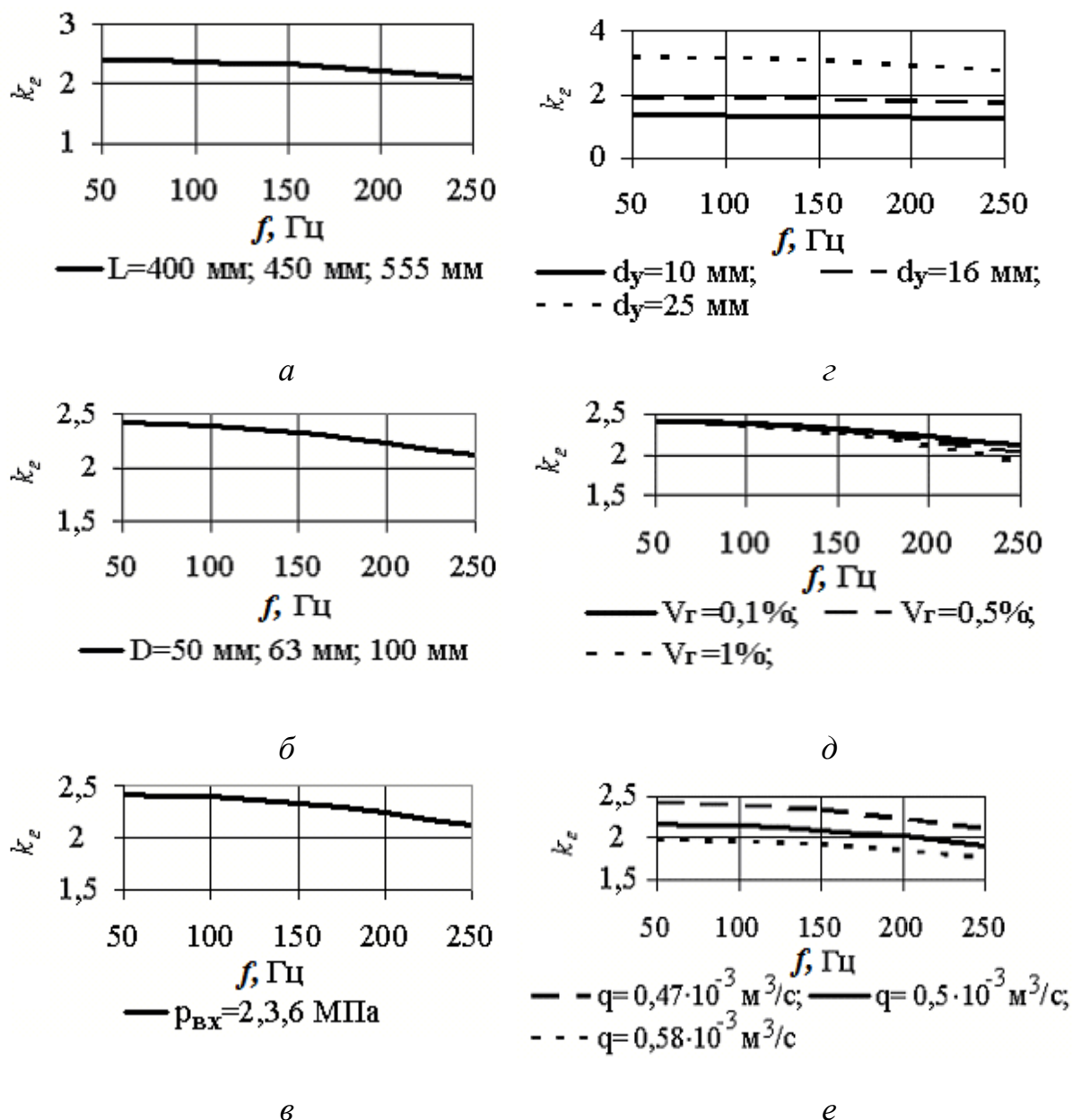


Рис. 3.2. Залежність коефіцієнта гасіння k_r однокамерного гасителя з патрубком на виході від частоти f та: *a* – довжини камери гасителя L ($d_y = 20 \text{ мм}$, $d = 10 \text{ мм}$, $D = 75 \text{ мм}$); *б* – діаметра камери гасителя D ($d_y = 20 \text{ мм}$, $L = 555 \text{ мм}$, $d = 10 \text{ мм}$); *в* – тиску на вході в гаситель $p_{\text{вх}}$ ($d_y = 20 \text{ мм}$, $L = 555 \text{ мм}$, $d = 10 \text{ мм}$, $D = 75 \text{ мм}$); *г* – діаметра умовного проходду гасителя d_y ($L = 555 \text{ мм}$, $d = 10 \text{ мм}$, $D = 75 \text{ мм}$); *д* – газовмісту РР V_r ($d_y = 20 \text{ мм}$, $L = 555 \text{ мм}$, $d = 10 \text{ мм}$, $D = 75 \text{ мм}$); *е* – витрати ГА q ($d_y = 20 \text{ мм}$, $L = 555 \text{ мм}$, $d = 10 \text{ мм}$, $D = 75 \text{ мм}$)

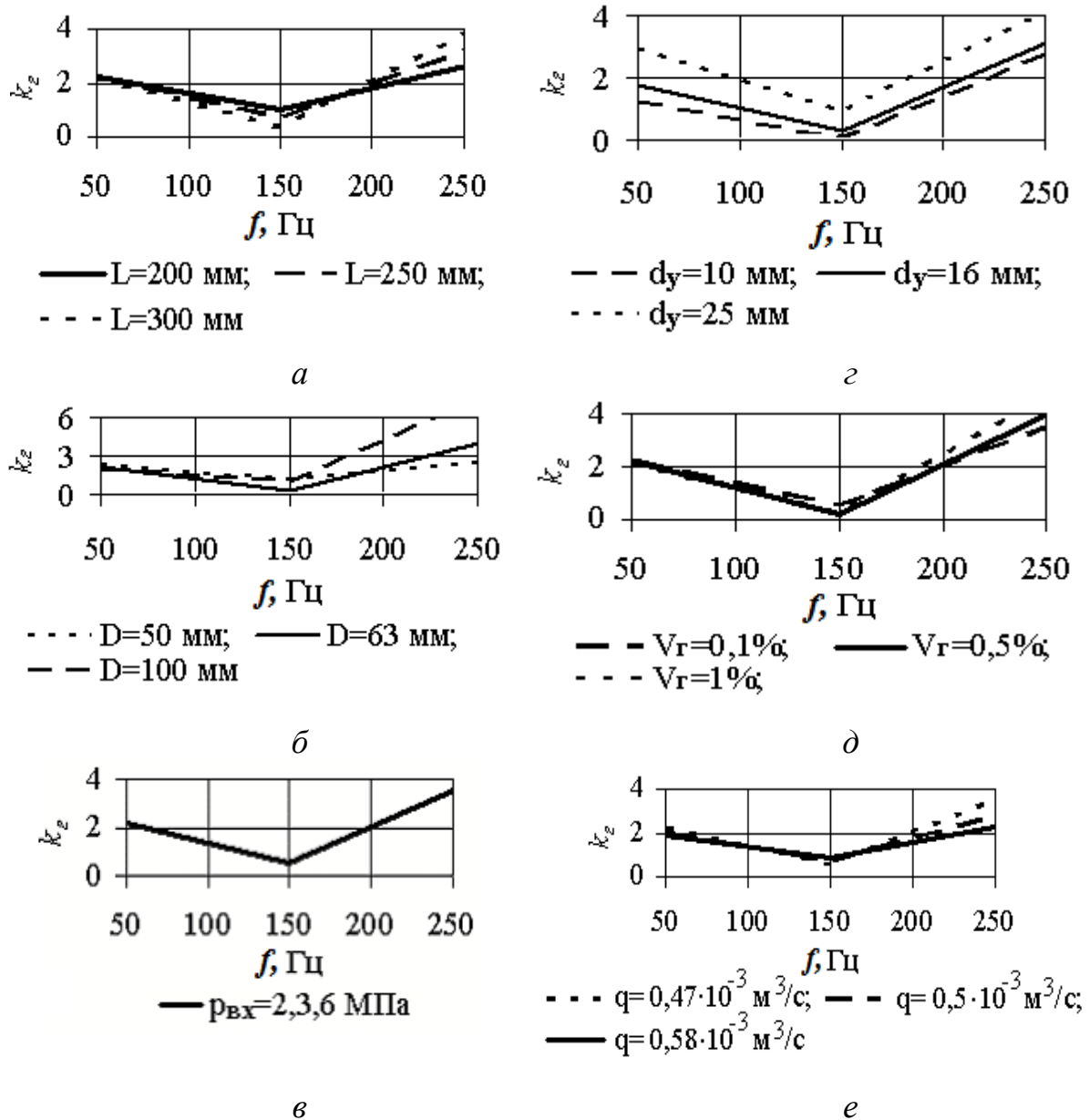


Рис. 3.3. Залежність коефіцієнта гасіння k_g двокамерного гасителя з двома патрубками від частоти f та: *a* – загальної довжини камер гасителя L ($d_y = 20$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *б* – діаметра камери гасителя D ($d_y = 20$ мм; $L = 275$ мм, $d = 10$ мм); *в* – тиску на вході в гаситель $p_{\text{вх}}$ ($d_y = 20$ мм, $L = 275$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *г* – діаметра умовного проходження гасителя d_y ($L = 275$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *д* – газовмісту РР V_r ($d_y = 20$ мм, $L = 275$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *е* – витрати ГА q ($d_y = 20$ мм, $L = 275$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм)

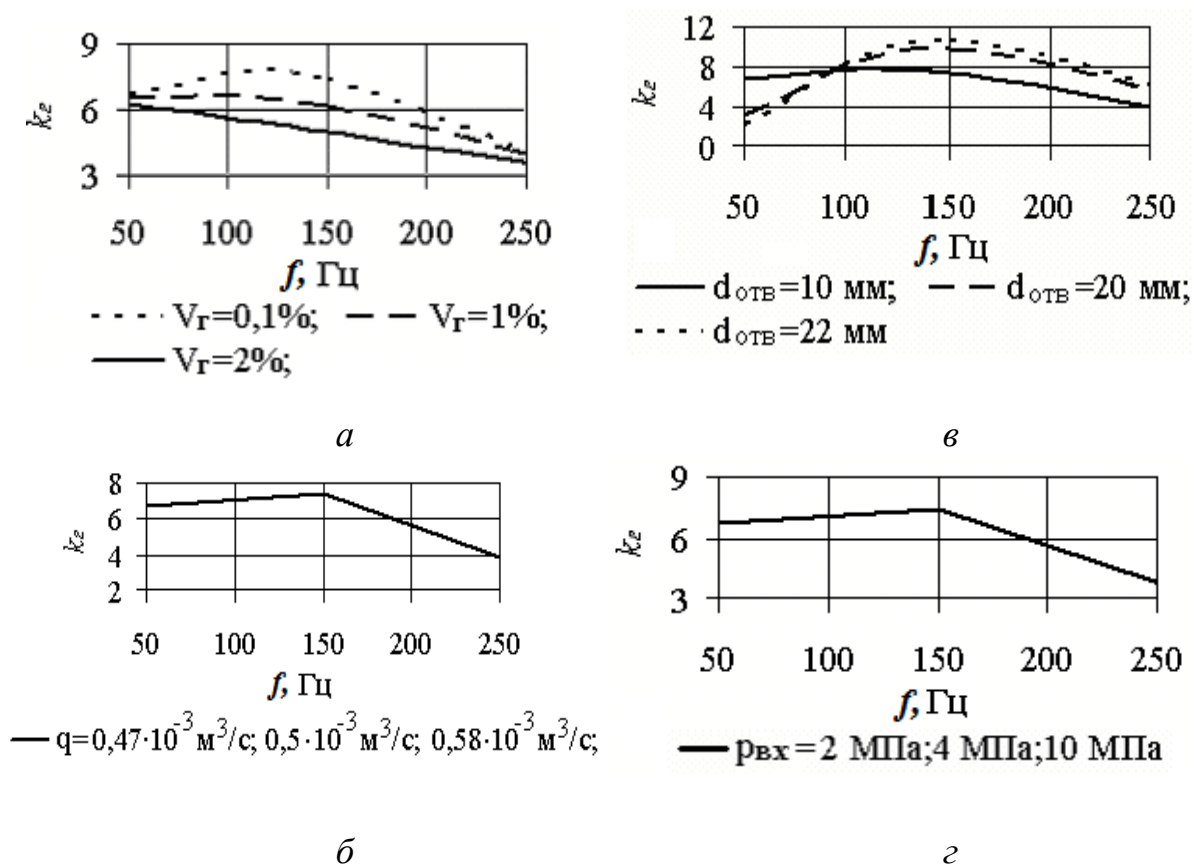


Рис. 3.4. Залежність коефіцієнта гасіння k_r інтерференційного гасителя з боковим відгалуженням від частоти f та: *a* – газовмісту РР V_r ($d_y = 20 \text{ мм}$, $l_{\text{від}} = 1000 \text{ мм}$, $d_{\text{від}} = 10 \text{ мм}$); *б* – витрати ГА q ($d_y = 20 \text{ мм}$, $l_{\text{від}} = 1000 \text{ мм}$, $d_{\text{від}} = 10 \text{ мм}$); *в* – діаметра бокового відгалуження $d_{\text{від}}$ ($d_y = 20 \text{ мм}$, $l_{\text{від}} = 1000 \text{ мм}$); *г* – тиску на вході в гаситель $p_{\text{вх}}$ ($d_y = 20 \text{ мм}$, $l_{\text{від}} = 1000 \text{ мм}$, $d_{\text{від}} = 10 \text{ мм}$)

Однією з важливих вимог, що ставляться до гасителів пульсацій тиску є забезпечення малих втрат тиску. Ці втрати розраховуються згідно з відомими методиками, наприклад, роботи [98]. За результатами розрахунку встановлено, що сумарні втрати тиску в спроектованих нами гасителях не перевищують 4–6 %. Для зменшення втрат тиску в гасителях розміри їх проточних частин слід вибирати з урахуванням середньої швидкості течії РР в трубопроводах ГА.

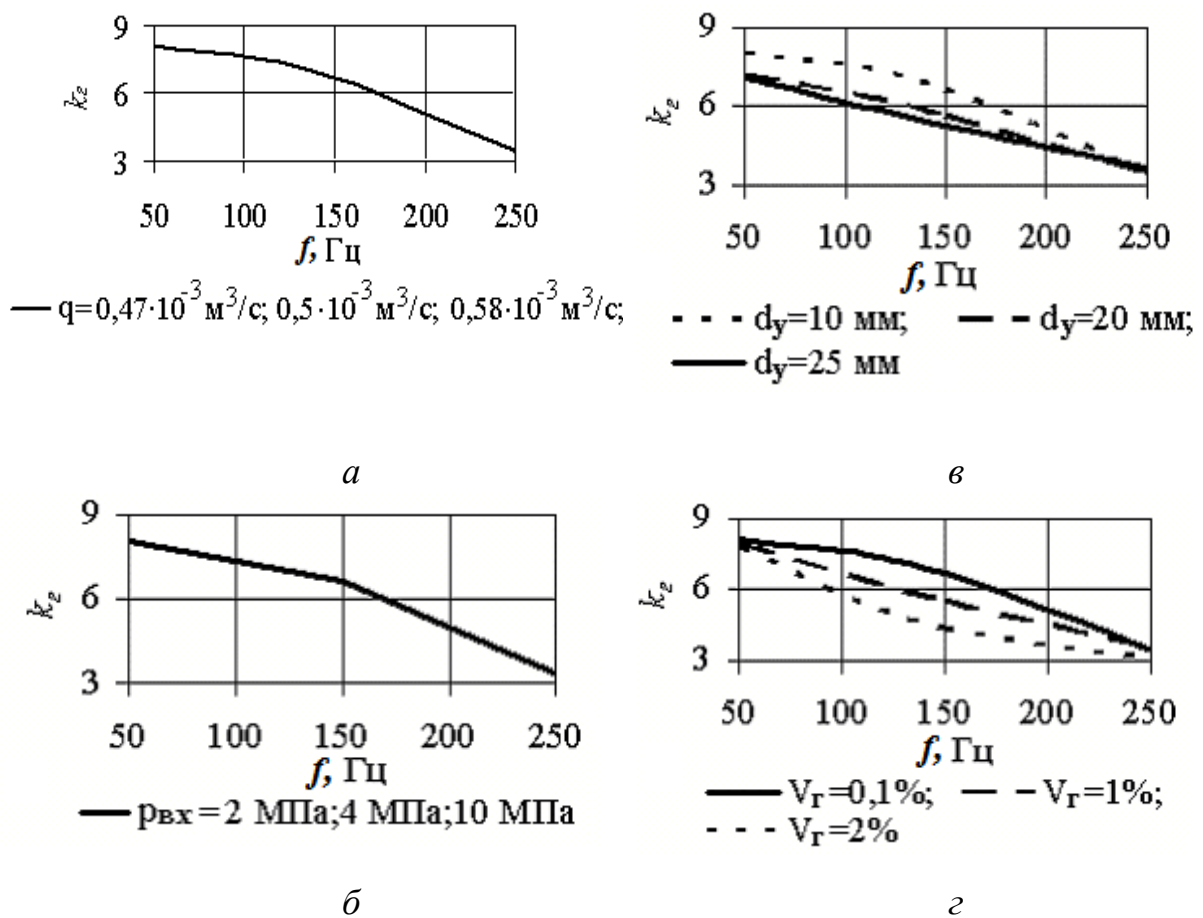


Рис. 3.5. Залежність коефіцієнта гасіння k_r інтерференційного гасителя з обвідним каналом від частоти f та: *a* – витрати ГА q ($d_y = 20$ мм, $l_1 = 80$ мм, $l_2 = 283$ мм, $d_1 = d_2 = 10$ мм); *б* – тиску на вході в гаситель p_{vx} ($d_y = 20$ мм, $l_1 = 80$ мм, $l_2 = 283$ мм, $d_1 = d_2 = 10$ мм); *в* – діаметра умовного проходу гасителя d_y ($l_1 = 80$ мм, $l_2 = 283$ мм, $d_1 = d_2 = 10$ мм); *г* – газовмісту РР V_r ($d_y = 20$ мм, $l_1 = 80$ мм, $l_2 = 283$ мм, $d_1 = d_2 = 10$ мм)

3.2. Дослідження робочого процесу в гасителях пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів у складі об'ємного гідроагрегата

Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що дослідження робочих процесів в гасителях пульсацій тиску не знайшло в них належного висвітлення. Більшість дослідників обмежуються визна-

ченням конструктивних та робочих параметрів гасителів та коефіцієнта гасіння. Отже, дослідження робочих процесів у гасителях є актуальним науковим завданням, вирішення якого відкриває шлях до їх удосконалення. Зазначимо, що розглядання робочого процесу саме в гасителі пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів обумовлено тим, що він має складну конструкцію та в літературних джерелах відомості про нього відсутні. При дослідженнях вважали, що тиск зливу в ГА дорівнює атмосферному, а газовміст РР – 0,8 %. Використовували математичну модель робочого процесу гасителя, розроблену в п. 2.3.3.

3.2.1. Математичне моделювання течії робочої рідини у гасителі

При визначенні течії РР у гасителі (рис. 3.6) приймали, що одна вісь системи координат співпадає з віссю гасителя, а інша – перпендикулярна до неї. Розглядали плоску задачу течії в'язкої нестисливої РР ($\rho = \text{const}$), для якої використовували рівняння руху та нерозривності (2.6) і (2.7).

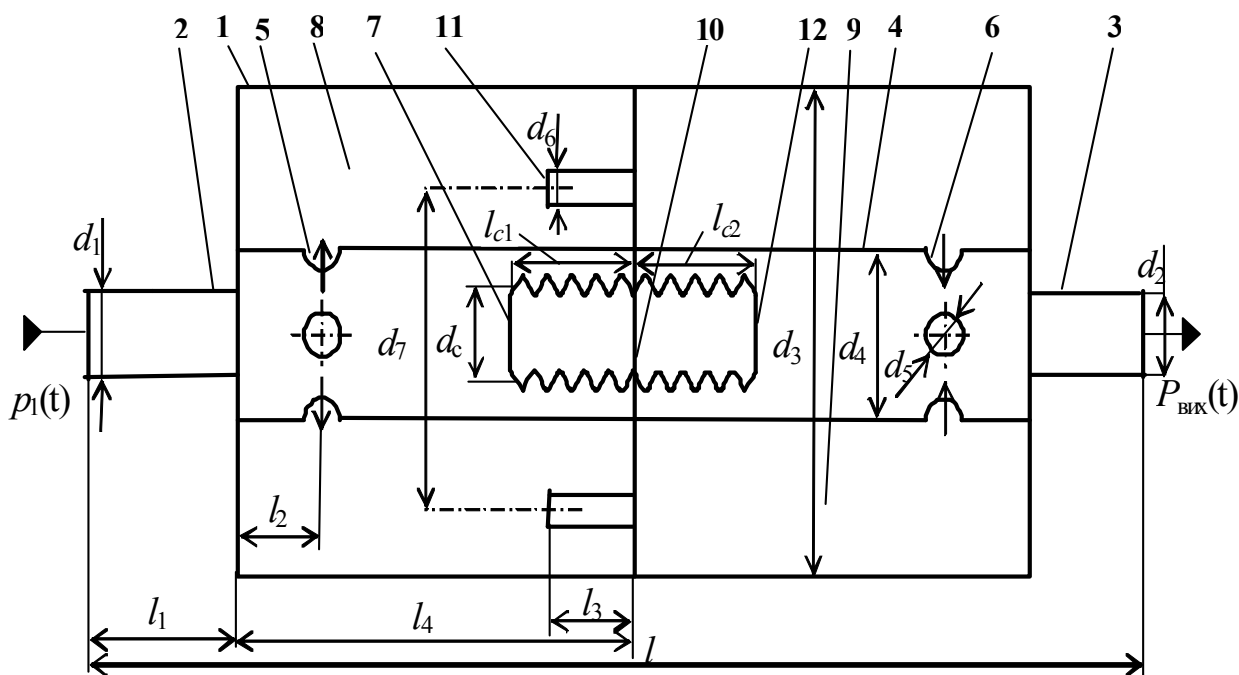


Рис. 3.6. Схема гасителя пульсацій тиску для моделювання в ньому течії РР: 1 – корпус; 2 і 3 – відповідно вхідний і вихідний патрубки; 4 – центральна труба; 5 і 6 – отвори; 7, 12 – сильфони; 8 і 9 – проточні порожнини; 10 – перегородка; 11 – короткі внутрішні патрубки

При математичному моделюванні вважали, що гаситель має такі розміри: $d_1 = d_2 = 10$ мм; $d_3 = 100$ мм; $d_4 = 50$ мм; $d_5 = d_6 = 5$ мм; $d_7 = 70$ мм; $d_c = 40$ мм; $l = 400$ мм; $l_1 = 25$ мм; $l_2 = 20$ мм; $l_3 = 10$ мм; $l_4 = 200$ мм; $l_{c1} = l_{c2} = 50$ мм. При розрахунку задавали початкові і граничні умови: $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0, t) = p_1(t)$, T – період повторення циклу коливань. Швидкість РР на нерухомих поверхнях гасителя дорівнює нулю. Вважали, що зміна пульсацій тиску $p_1(t)$ відбувається згідно з синусоїдальним законом з частотою $f = 250$ Гц та амплітудою 0,3 МПа, постійна складова тиску на вході в гаситель становить 6,0 МПа. Витрата РР через гаситель $0,1 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Пружні елементи мають нескінченно велику жорсткість.

Розв’язання гідродинамічної задачі, яка описується рівняннями (2.6) і (2.7), граничними та початковими умовами, наведеними вище, проводили у пакеті прикладних програм FEMLab, який призначений для моделювання фізичних процесів і базується на методі кінцевих елементів. Вибирали двовимірне завдання й тип математичної моделі – “Динаміка в’язкої рідини” (*Fluid dynamics*). Використовували нестационарні рівняння Нав’є–Стокса (*Incompressible Navier–Stokes*). Для побудови розрахункової області проточної частини гасителя використовували геометричні фігури, прямі й криві лінії. У списку *Boundary conditions* вибирали тип граничної умови. Для твердих стінок, де рідина прилипає до стінок, встановлювали *No slip* – “без проковзування”. Для вхідної границі задавали *Inflow/outflow velocity* – вектор швидкості у вигляді проекцій по осям. Для вихідної границі задавали *Outflow/pressure* – тиск на виході. Використовуючи рівносторонні трикутники побудували сітку і згустили її до потрібного розміру.

Результати моделювання отримали у вигляді ліній течії та епюр швидкості РР в різні проміжки часу (рис. 3.7, 3.8). Вони дозволили визначити області, в яких відбувається гасіння пульсації тиску та зворотний рух РР. Ці результати можуть бути використані при профілюванні проточної порожнини гасителів. Їх аналіз дозволив сформулювати такі рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів гасителів з автоматичним підстроюванням параметрів:

– зазор між сильфоном та центральною трубою на роботу гасителів практично не впливає і, виходячи з завдання мінімізації його габаритів, повинен бути мінімальним;

– відстань між віссю отворів в центральній трубі 4 та дном сильфона не повинна перевищувати значення двох робочих ходів сильфона;

– корпус сильфона з метою заощадження металу, потрібно виготовляти овально подібної форми.

Аналіз втрат тиску в порожнині гасителя (рис. 3.9) виявив, що гаситель, що розглядається має значний гідравлічний опір, отже, вибір його конструктивних параметрів треба проводити шляхом постановки та вирішення задачі багатокритеріальної оптимізації, тоді його встановлення у ГА не призведе до значних втрат енергії.

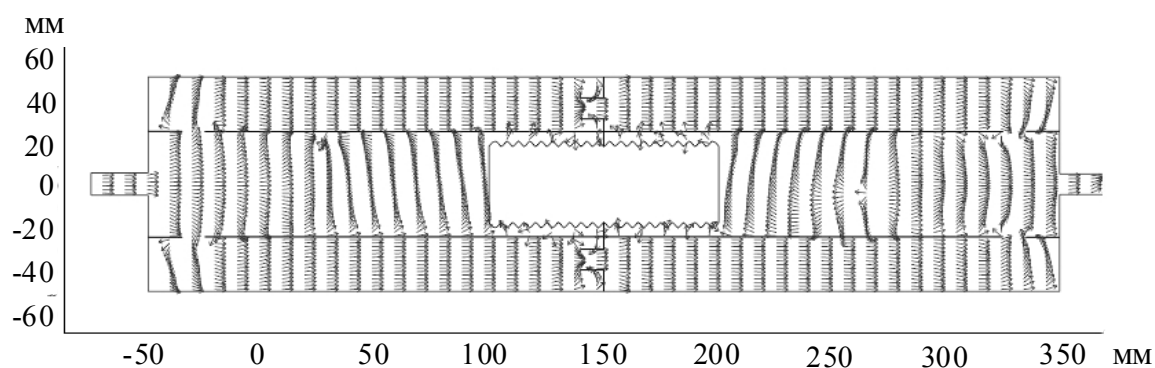


Рис. 3.7. Векторне поле швидкостей РР у порожнині гасителя пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів у проміжок часу $t = 0,003$ с

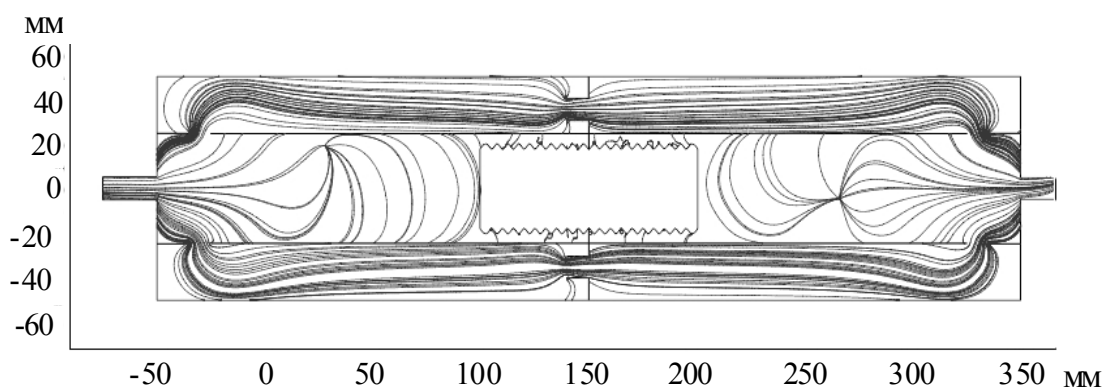


Рис. 3.8. Лінії течії РР у порожнині гасителя пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів у проміжок часу $t = 0,003$ с

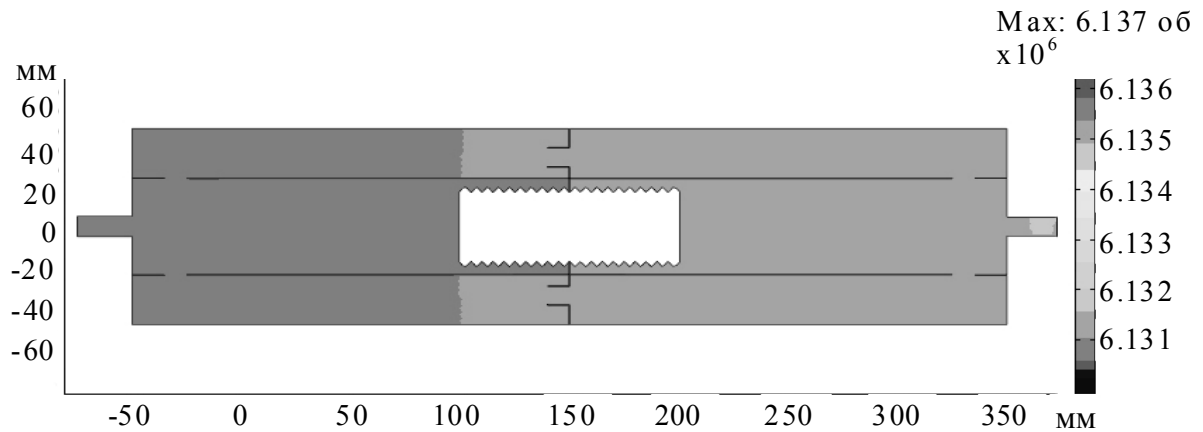


Рис. 3.9. Поле тиску РР у порожнині гасителя пульсацій тиску РР з автоматичним підстроюванням параметрів у проміжок часу $t = 0,003$ с

Розроблена методика моделювання ліній течії і поля швидкостей РР у порожнині гасителя пульсацій тиску та сформульовані рекомендації, що до вибору його конструктивних параметрів можуть бути використані при проектуванні гасителів інших типів.

3.2.2. Дослідження робочого процесу в гасителі

За допомогою пакета прикладних програм Mathcad на базі математичної моделі, розробленої в п. 2.3.3 проводили імітаційне моделювання робочих процесів у гасителі у складі ГА. Задавали розміри гасителя (рис. 3.6): $d_1 = d_2 = 1 \cdot 10^{-2}$ м; $d_3 = 0,1$ м; $d_4 = 6,5 \cdot 10^{-2}$ м; $d_5 = 8 \cdot 10^{-3}$ м; $d_6 = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $d_7 = 3 \cdot 10^{-2}$ м; $d_c = 6 \cdot 10^{-2}$ м; $l = 27,2 \cdot 10^{-2}$ м; $l_1 = 3,6 \cdot 10^{-2}$ м; $l_2 = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м; $l_3 = 8 \cdot 10^{-3}$ м; $l_4 = 0,1$ м; $l_{c1} = l_{c2} = 7 \cdot 10^{-2}$ м; максимальне переміщення сильфонів $l_{c \max} = 5,5 \cdot 10^{-2}$ м; діаметр отвору 5 дорівнював $2,2 \cdot 10^{-3}$ м; стаціонарні коефіцієнти витрат отворів та дроселя $\mu_c = 0,7$. Модуль об'ємної пружності РР $E = 1,35 \cdot 10^3$ МПа. Жорсткість сильфонів, які розташовані у вхідній та вихідній камерах гасителя відповідно становить $27 \cdot 10^4$ Н/м і $22 \cdot 10^4$ Н/м. При розрахунку задавалися початковими і граничними умовами: задавали витрату на виході з об'ємного насоса, яка становила $5,1 \cdot 10^{-4}$ м³/с, та, знаючи опір ГА, який задавали за допомогою дроселя, встановленого на

виході гасителя (діаметр дроселя становив $4,2 \cdot 10^{-3}$ м), знаходили $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0, t) = p_1(t)$, T – період повторення циклу коливань. Пульсації витрати з виходу об’ємного насоса, які моделювали напівсинусоїдами, як найбільш наближеними до реальних пульсацій, становила 5 % від її усталеного значення, а частота – $f = 250$ Гц.

Результати математичного моделювання робочих процесів у гасителі наведені на рис. 3.10 – 3.18. На них позначено: 1 – параметри гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів (рис. 3.6), тип І; 2 – параметри гасителя, згідно рис. 3.6, у якого замість сильфонів розміщені циліндри, об’єм яких дорівнював об’єму сильфонів, тип ІІ; 3 – параметри гасителя, згідно з рис. 3.6, у якого відсутні сильфони, тип ІІІ. З осцилограм пульсацій витрати та тиску (рис. 3.10 – 3.17) знаходили амплітуди їх пульсацій (табл. 3.2) та аналізували вплив окремих конструктивних елементів на робочий процес у ньому.

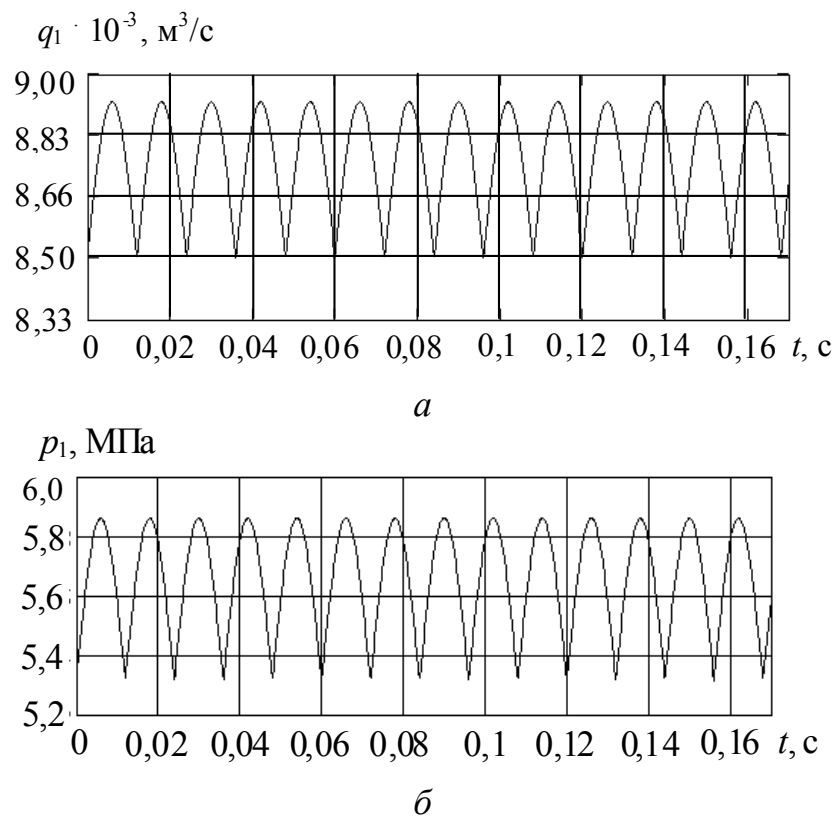


Рис. 3.10. Осцилограми пульсацій на вході в гаситель: *a* – витрати; *б* – тиску

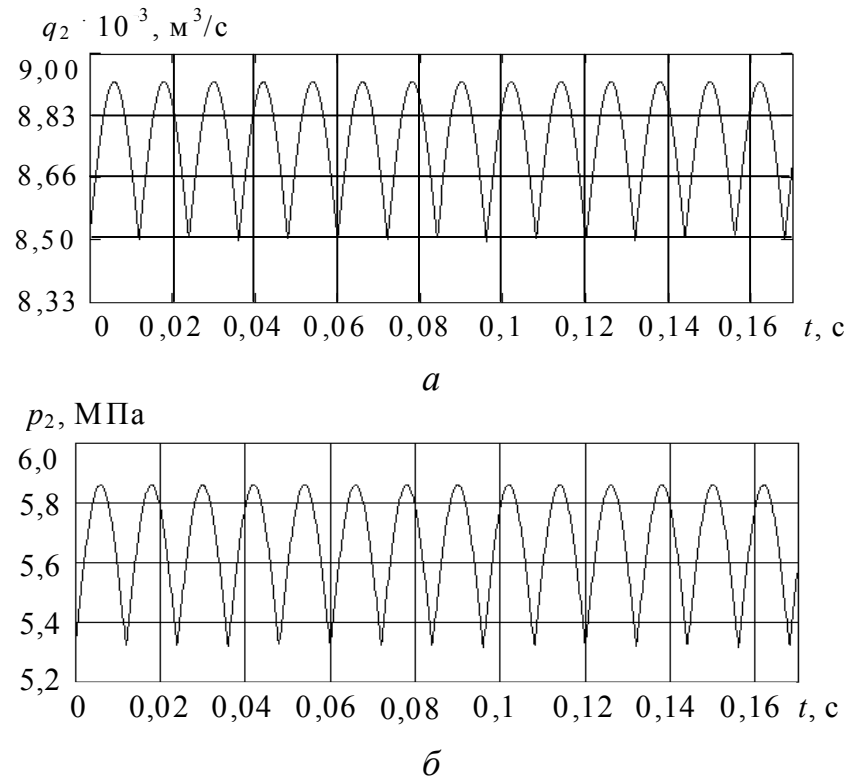


Рис. 3.11. Осцилограми пульсацій у вхідному патрубку 2: *a* – витрати; *б* – тиску

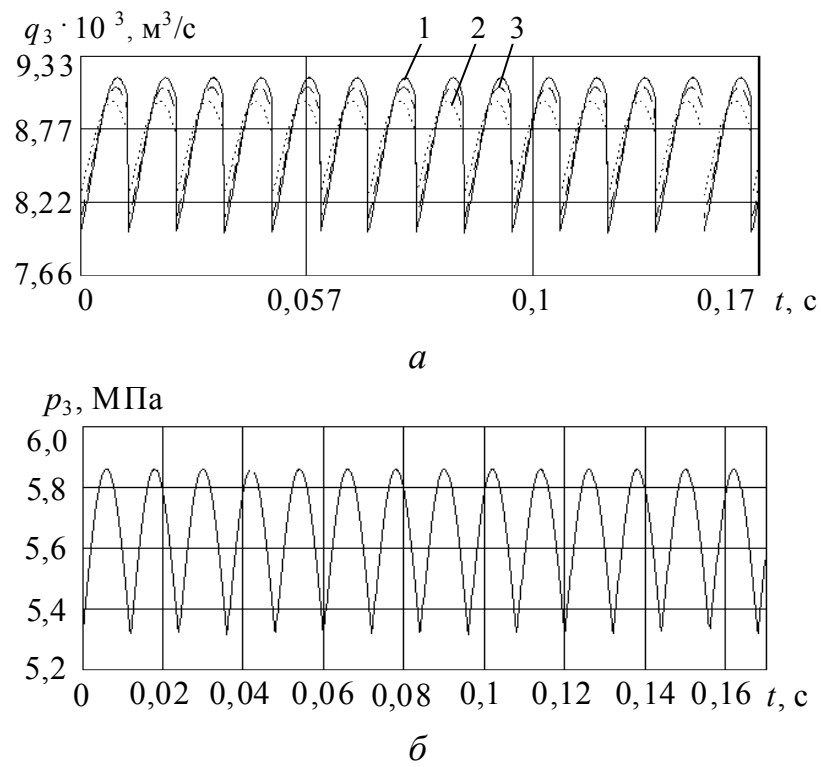
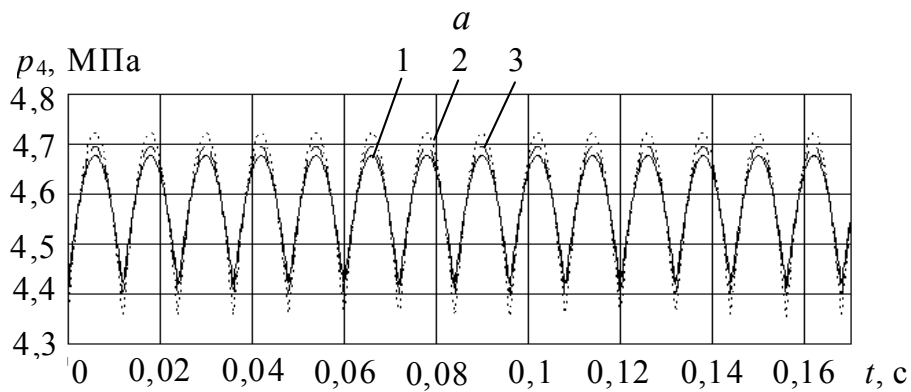
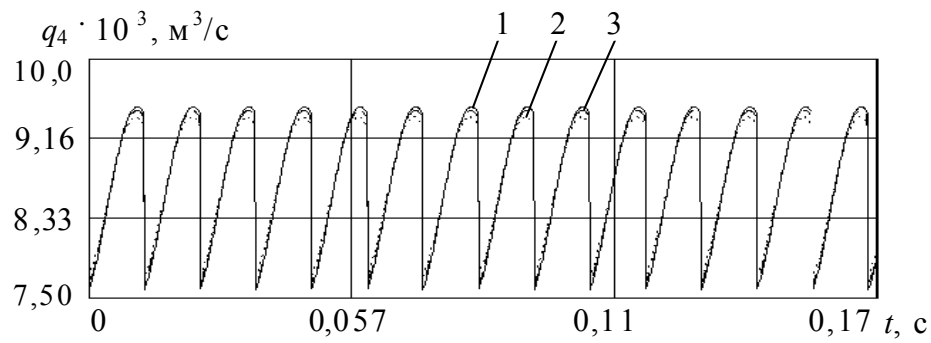
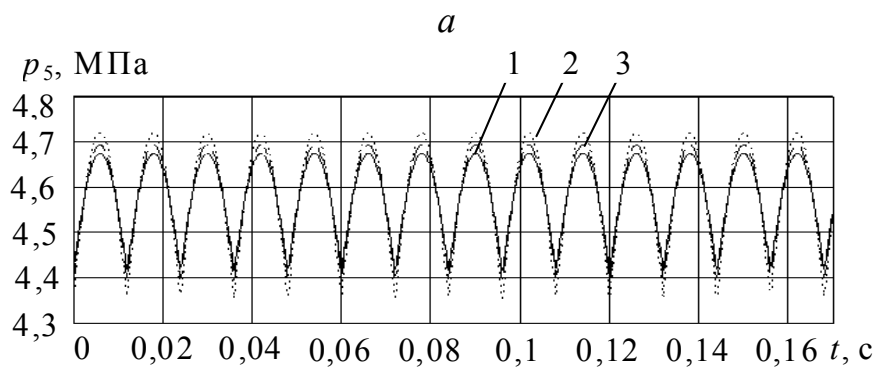
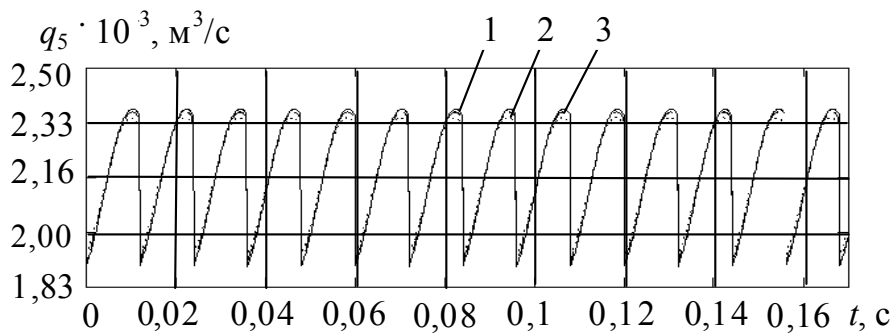


Рис. 3.12. Осцилограми пульсацій у вхідній частині центральної труби 4: *a* – витрати; *б* – тиску



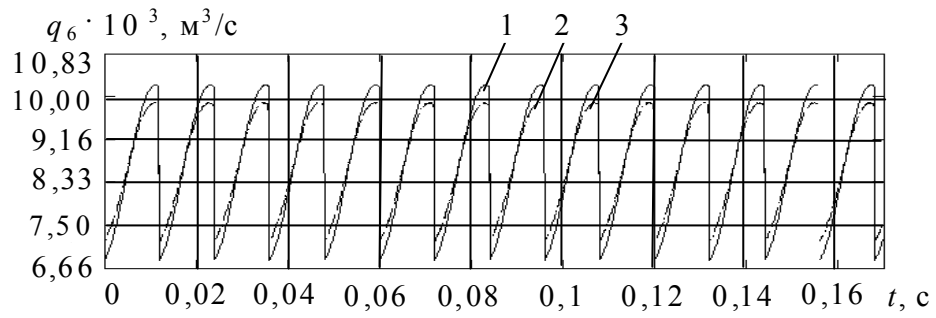
б

Рис. 3.13. Осцилограмми пульсацій у проточній камері 8: *a* – витрати;
б – тиску

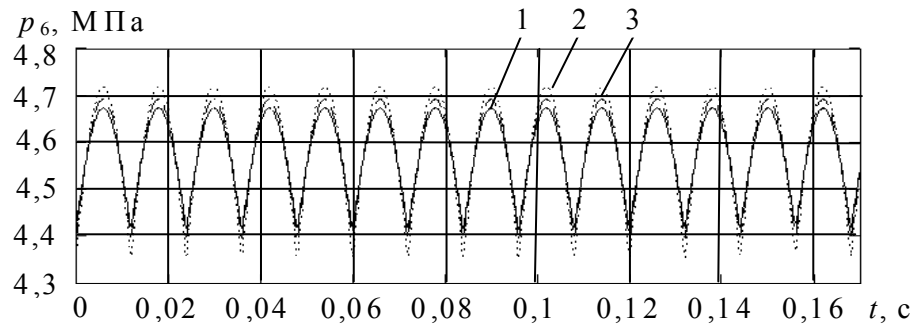


б

Рис. 3.14. Осцилограмми пульсацій у коротких внутрішніх патрубках
 11: *a* – витрати; *б* – тиску

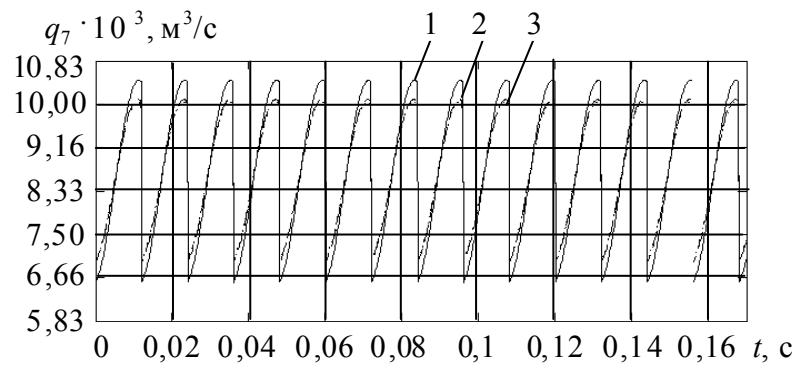


a

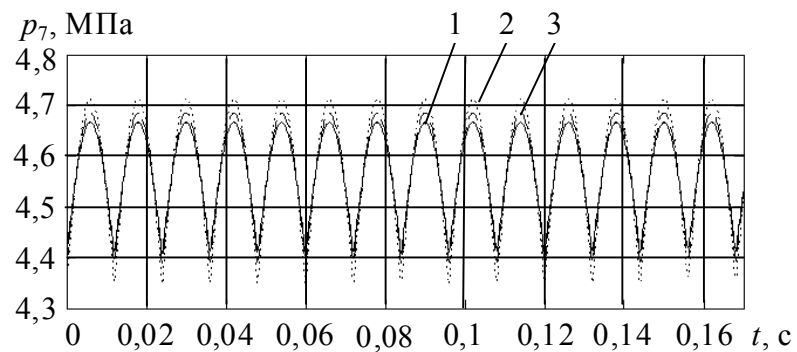


б

Рис. 3.15 Осцилограмми пульсацій у проточній камері 9: *a* – витрати; *б* – тиску



a



б

Рис. 3.16. Осцилограмми пульсацій у вихідній частині центральної труби 4: *a* – витрати; *б* – тиску

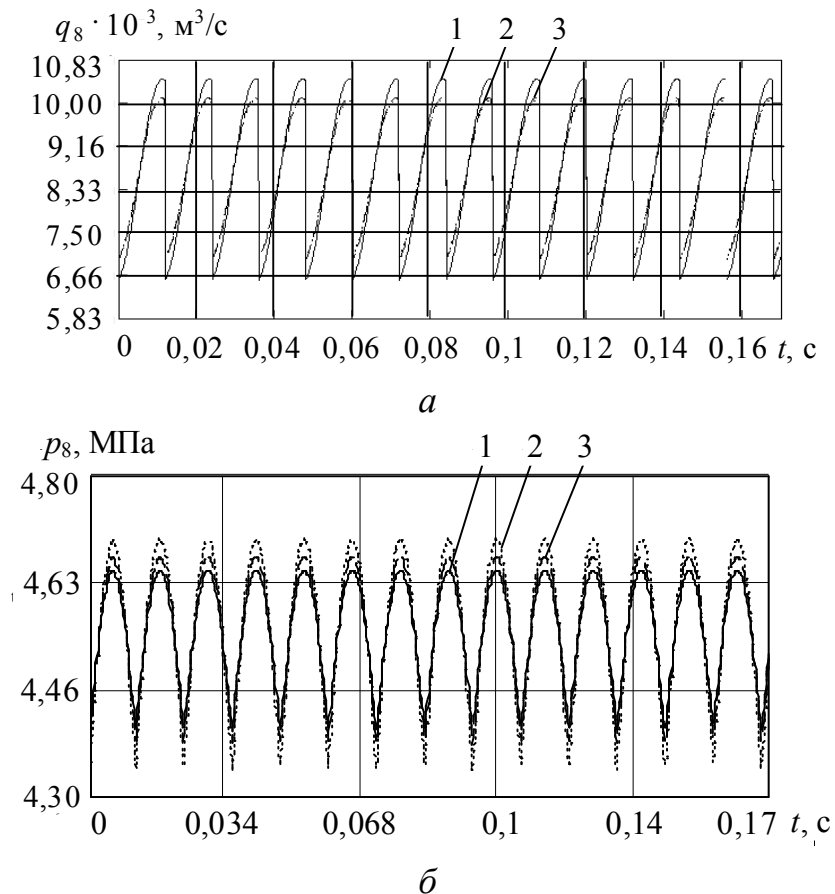


Рис. 3.17. Осцилограми пульсацій у вихідному патрубку 3: *a* – витрати; *б* – тиску

За результатами досліджень встановлено, що найбільша зміна амплітуд пульсацій відбувається в камері 8, де пульсації витрати підсилюються за рахунок зміни об'єму камери, який обумовлено зміною об'єму сильфона з частотою, що дорівнює частоті пульсацій РР у гасителі. Значний вплив на робочий процес у гасителях мають внутрішні патрубки 11 та вихідна частина центральної труби 4, де пульсації витрати підсилюються за рахунок зміни об'єму камери, який обумовлено зміною об'єму сильфона в ній. Таким чином, можна констатувати, що розміщення в проточних камерах гасителя сильфонів дозволяє інтенсифікувати робочий процес в ньому. Як видно з таблиці 3.3, де наведені розраховані за середнім значенням швидкості числа Рейнольдса в проточних елементах гасителя, режим течії РР в них ламінарний.

Таблиця 3.2 – Амплітуди пульсацій тиску та витрати в проточних камерах гасителя

елемент гаси- теля	вхід гаси- теля		внутрішній пагрубок 2		вхідна час- тина центральної труби 4		камера 8		внутрішні патрубки 11		камера 9		вихідна час- тина центра- льної труби 4		вихід гасите- ля	
	$\Delta p_1 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_1 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_2 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_2 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_3 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_3 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_4 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_4 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_5 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_5 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_6 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_6 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_7 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_7 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_8 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_8 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с
I	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	7,07	2,062	11,5	2,595	2,876	2,588	20,43	2,599	23,3	2,504	23,34
II	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	4,37	3,683	10,06	3,677	2,518	3,671	16,31	3,673	18,17	3,6	18,22
III	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	6,034	3,015	10,99	3,008	2,746	3,004	16,14	3,01	18,79	2,935	18,84

Таблиця 3.3 – Числа Рейнольдса в проточних елементах гасителя

Елемент гасителя	Число Рейнольдса
Вхідний патрубок 2	2319
Вхідна частина центральної труби 4	356,79
Камера 8	40,16
Внутрішній патрубок 11	1160
Камера 9	40,16
Вихідна частина центральної труби 4	356,8
Вихід гасителя	2319

Вперше отримані осцилограми пульсацій витрати і тиску в каналах та камерах гасителя, за якими зроблено аналіз робочого процесу в ньому та визначено вплив сильфонів, встановлених в його проточних камерах, на коефіцієнт гасіння. Це дозволило обґрунтовано проводити вибір конструктивних параметрів останніх.

Аналіз зміни в часі коефіцієнтів гасіння гасителів, що розглядаються, дозволив встановити, що він має пульсуючий характер, причому частота його коливань значно перевищує частоту пульсацій тиску РР в ГА, а амплітуда становить 10^{-12} від його усталеного значення (рис. 3.18). На початку перехідного процесу в ГА амплітуда коливань коефіцієнта гасіння гасителя різко зростає та за 40 мікросекунд набуває значення, яке характерне усталеному режиму. Максимальне середнє значення коефіцієнта гасіння 2,175 має розроблений нами гаситель (тип I). Коефіцієнти гасіння гасителя типу II – 1,513, тобто на 30,4 % менший, гаситель типу III – 1,855, тобто на 14,7 % менший (табл. 3.2). Таким чином, розрахунковим шляхом доведено ефективність використання в об’ємних ГА розробленого гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів.

Потужність на вході і виході в гаситель розраховували за формулою

$$P_i(t) = \int_0^t p_i(t)q_i(t)dt,$$

де i – номер гасителя; t – час, за який розраховували потужність.

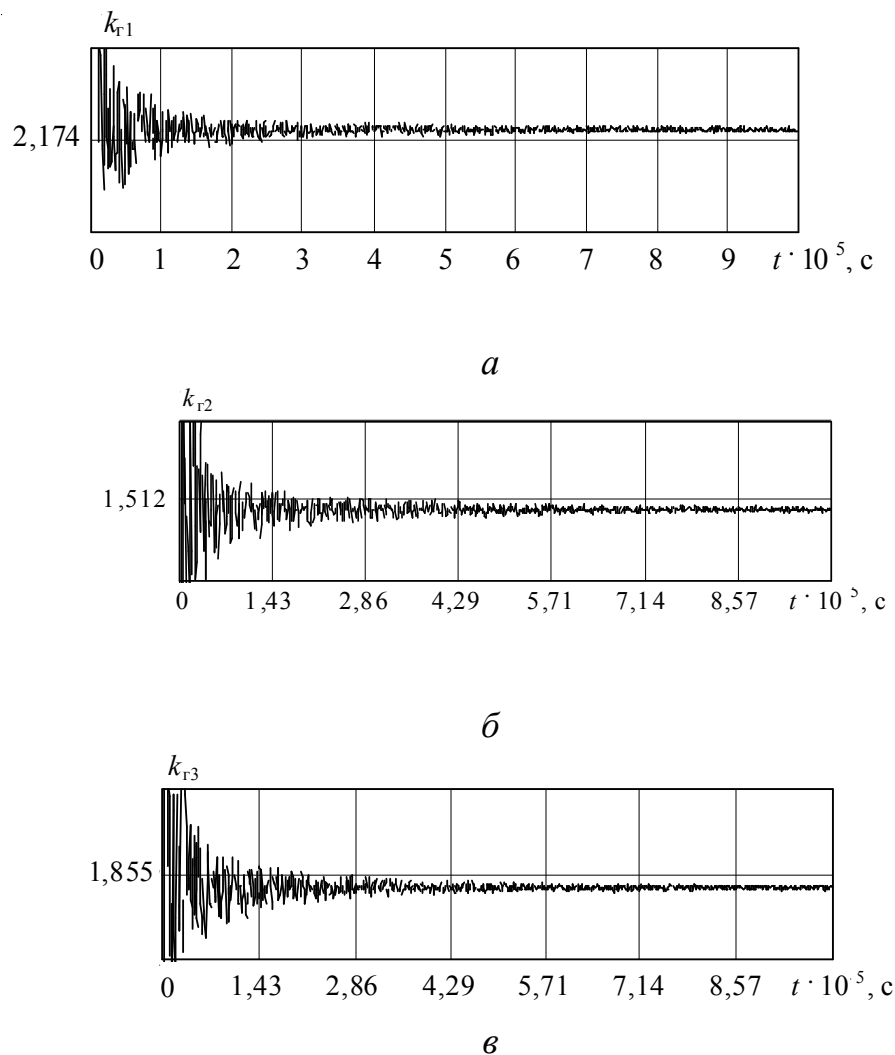


Рис. 3.18. Зміна в часі коефіцієнта гасіння гасителя: *a* – тип I; *б* – тип II; *в* – тип III

Приймали, що $t = 0,05$ с. Аналіз втрат потужності у гасителів, що досліджувалися, показав, що максимальна різниця між ними становить 0,27 % (табл. 3.4). Таким чином, їх енергетичні характеристики практично однакові.

З аналізу втрат робочого процесу в проточних камерах гасителя видно, що великі втрати потужності відбуваються на отворах 5 і 6 (рис. 3.6), це вказує на шлях зменшення втрат потужності.

Таблиця 3.4 – Коефіцієнт гасіння та потужність на вході і виході гасителя

тип гасителя	Середнє значення коефіцієнта гасіння	Потужність, кВт		Втрати потужності, %
		на вході	на виході	
I	2,175	1,487	1,190	19,97
II	1,513	1,487	1,194	19,70
III	1,855	1,487	1,192	19,83

3.2.3. Визначення впливу конструктивних параметрів на коефіцієнт гасіння гасителя

За допомогою пакета прикладних програм Mathcad на базі математичної моделі, моделювали робочі процеси в ГА з гасителем. За вихідний приймали гаситель з конструктивними параметрами, наведеними вище. Задавали параметри ГА: постійну складову витрати РР на виході об'ємного насоса, яка становила $0,510 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, та її пульсацію, яку моделювали напівсинусоїдою з частотою $f = 83,3 \text{ Гц}$, та амплітудою – 5 % від її усталеного значення. Знаходили пульсації тиску в ГА, на виході з об'ємного насоса, які виникають внаслідок опору каналів і камер гасителя та навантаження ГА, яке задавали дроселем з діаметром $d_{\text{др}} = 0,0042 \text{ м}$. Ефективність гасителя оцінювали за коефіцієнтом гасіння амплітуди пульсацій тиску РР на його виході. Змінювали конструктивні параметри гасителя і робочі параметри ГА. У результаті розрахунку отримали графік пульсацій тиску на його вході та виході, за якими досліджували вплив конструктивних та робочих параметрів ГА на коефіцієнт гасіння.

У результаті обробки графіків пульсацій тиску на вході та виході гасителя отримали залежності коефіцієнта гасіння від його конструктивних та робочих параметрів ГА. Проведені дослідження дозволили встановити, що при збільшенні діаметра вхідного патрубку гасителя коефіцієнт гасіння зменшується (рис. 3.19, а). Зауважимо, що мінімальне значення діаметра вхідного патрубку гасителя, зазвичай, вибирають у відповідності з існуючими методиками, наприклад, наведеній у роботі [1], залежно від робочих

параметрів ГА. Тобто приймають його заданим. При збільшенні довжини вхідного патрубку гасителя в ньому спостерігаються втрати тиску, обумовлені втратами на тертя (рис. 3.19, б). Значною мірою коефіцієнт гасіння залежить від діаметрів отворів 5 і 7 (рис. 3.6), виконаних в центральній трубі 4 (рис. 3.19, в, г), де внаслідок дроселювання РР відбуваються значні втрати тиску в гасителі. Зі збільшенням половини довжини камери гасителя l_4 коефіцієнт гасіння незначно зростає (рис. 3.19, д).

З рис. 3.19 видно, що залежність коефіцієнта гасіння від внутрішнього діаметра корпусу d_3 має виразний мінімум. Це характеризує вплив на коефіцієнт гасіння властивостей камер гасителя, а саме в правій частині кривої більше проявляються акумулюючі (демпфуючі) властивості камери, а в лівій – пружні. Діаметр короткого звуженого патрубку d_6 та його довжина l_3 , в розглянутому діапазоні їх зміни, на коефіцієнт гасіння практично не впливають (рис. 3.19, ж, з). Таким чином, найбільший вплив на коефіцієнт гасіння гасителя мають наступні його конструктивні параметри: діаметри отворів 5 і 7 (рис. 3.6), виконаних в центральній трубі 4 та внутрішній діаметр корпусу гасителя – d_3 . Значний вплив на коефіцієнт гасіння гасителя мають конструктивні параметри сильфонів. Зазначимо, що для гасителя, що розглядається, вони вибиралися нами за розробленою методикою з умови забезпечення максимального значення коефіцієнта гасіння, в залежності від робочих параметрів ГА. Тому їх вплив на коефіцієнт гасіння досліджуваного гасителя незначний (рис. 3.20).

Значною мірою коефіцієнт гасіння гасителя залежить від робочих параметрів ГА. Так, при збільшенні витрати ГА, коефіцієнт гасіння стрімко зростає (рис. 3.21, а). Аналогічно змінюється коефіцієнт гасіння і при збільшенні навантаження в ГА (рис. 3.21, б). Установлено, що частота пульсацій тиску на виході з об'ємного насоса суттєво впливає на коефіцієнт гасіння гасителя (рис. 3.21, в).

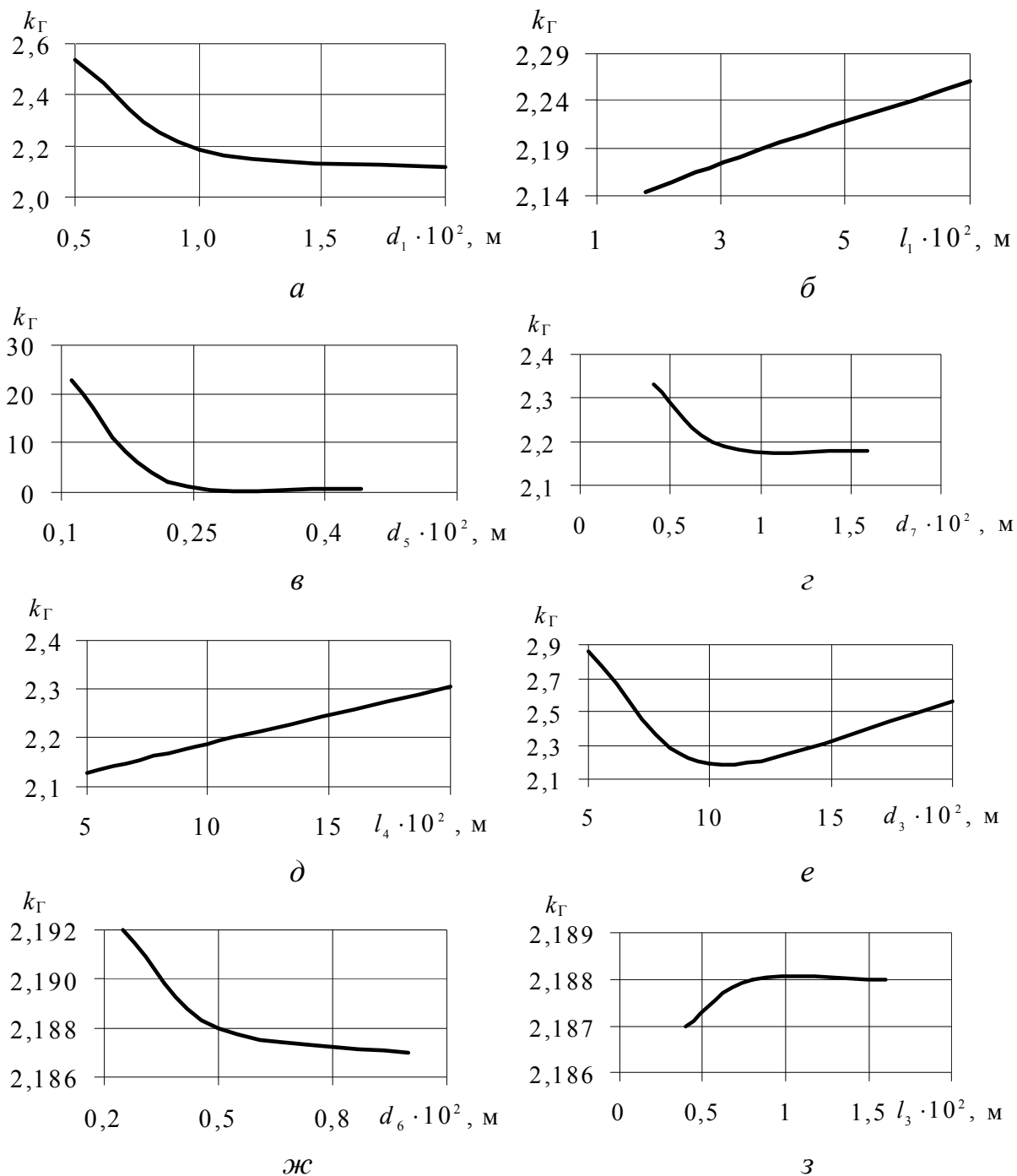


Рис. 3.19. Залежність коефіцієнта газіння газителя від його конструктивних параметрів: *а* – діаметра вхідного патрубку d_1 ; *б* – довжини вхідного патрубку l_1 ; *в* – діаметра отвору 5; *г* – діаметра отвору 7 d_5 ; *д* – половини довжини проточних камер газителя – l_4 ; *е* – внутрішнього діаметра корпусу d_3 ; *ж* – діаметра короткого внутрішнього патрубку d_6 ; *з* – довжини короткого внутрішнього патрубку l_3

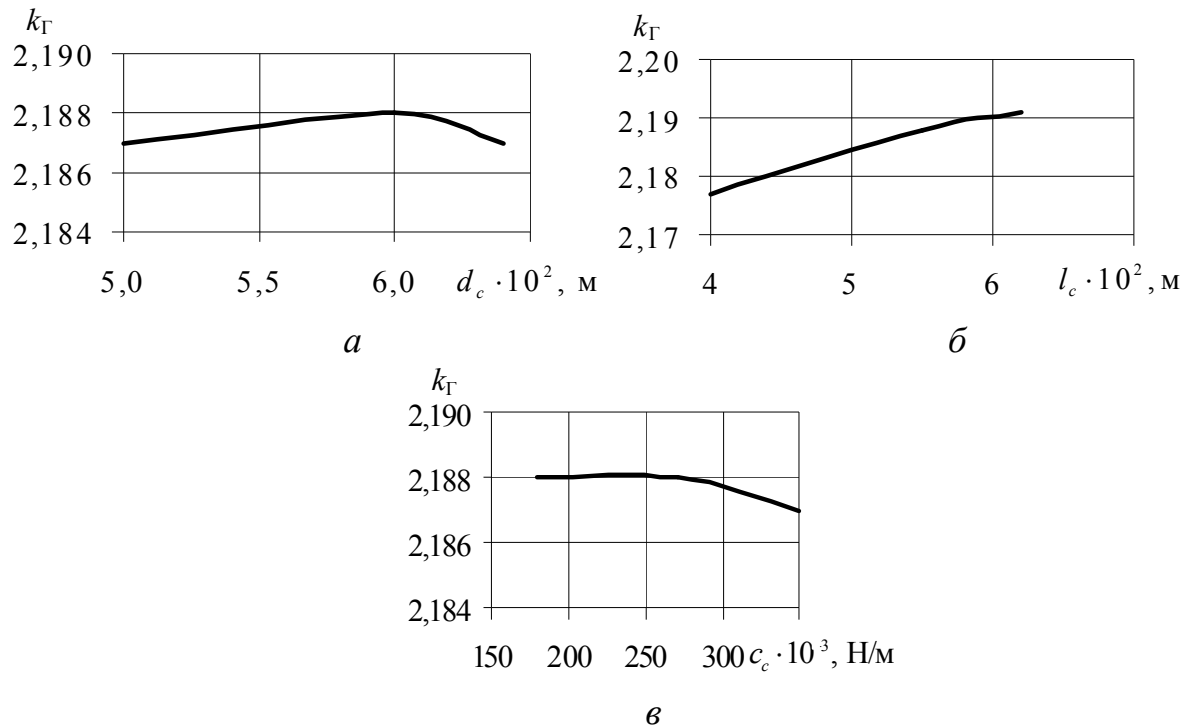


Рис. 3.20. Залежність коефіцієнта гасіння гасителя від конструктивних параметрів сифонів: *а* – середнього діаметра d_c ; *б* – максимального переміщення дна сифона l_c ; *в* – жорсткості сифона c_c

Збільшення частоти пульсацій тиску в ГА призводить до збільшення коефіцієнта гасіння гасителя. За результатами розрахункових досліджень установлено, що зміна температури РР у робочому діапазоні її значень (зміна кінематичної в'язкості РР) на коефіцієнт гасіння гасителя практично не впливає. Зауважимо, що при роботі ГА температурний режим РР вибирають таким чином, щоб він був постійним і дорівнював 55 – 60 °С при водяному охолодженні та 70 – 80 °С при повітряному [103]. Зміна температурного режиму РР у ГА відбувається тільки на початкових стадіях його роботи і в даній роботі не розглядалась.

За допомогою аналітичної обробки графіків (рис. 3.19) в пакеті прикладних програм Mathcad отримали аналітичну залежність для розрахунку коефіцієнта гасіння гасителя в залежності від конструктивних параметрів гасителя

$$k_{\Gamma}^* = 14,971 + 0,087d_3l_4 + 3,829d_4 - 257,041d_5 - 0,294d_4^2 + 470,897d_5^2, \quad (3.1)$$

де d_3 , d_4 і d_5 – відповідно діаметри корпусу, центральної труби і отворів в центральній трубці, в см; l_4 – половина довжини корпусу, в см.

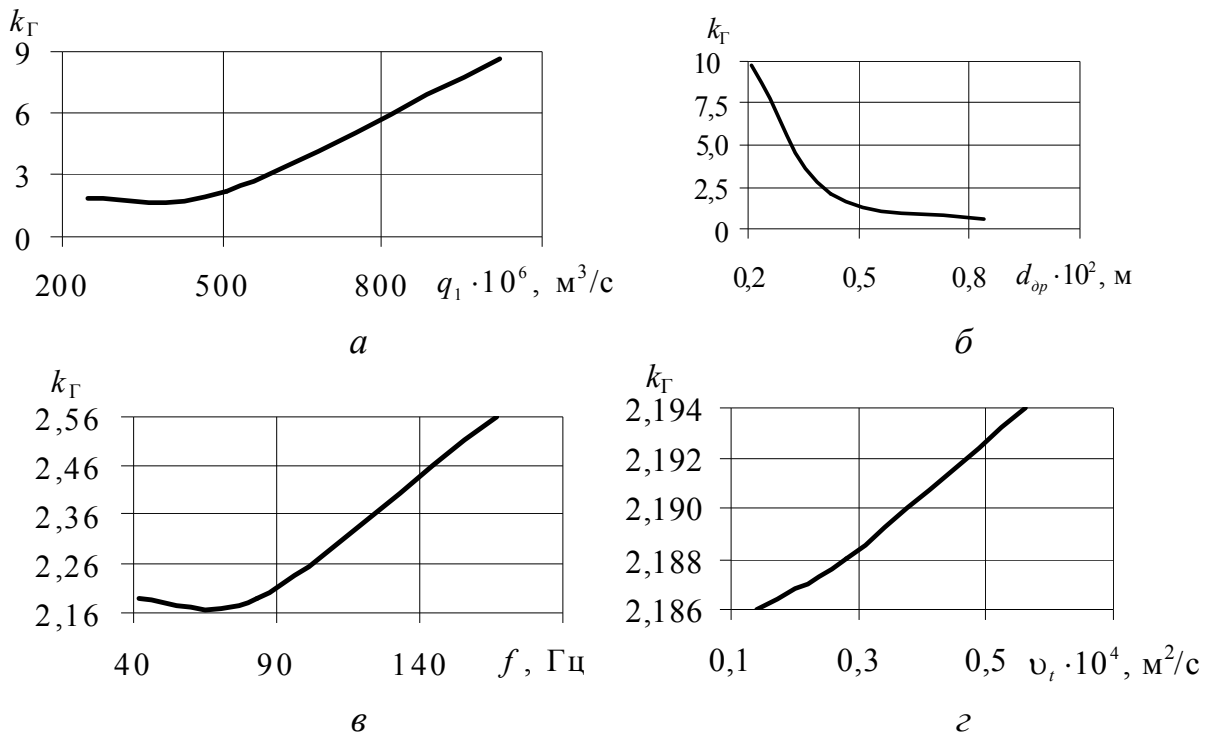


Рис. 3.21. Залежність коефіцієнта гасіння гасителя від робочих параметрів ГА: *a* – витрати РР q_1 ; *б* – навантаження $d_{\text{др}}$; *в* – частоти пульсації РР f ; *г* – кінематичної в'язкості РР

У результаті проведених досліджень встановлено, що найбільший вплив на коефіцієнт гасіння гасителя мають діаметри отворів 5 і 7, виконаних в центральній трубці 4 та внутрішній діаметр корпусу гасителя – d_3 , робочі параметри ГА: витрата, навантаження та частота пульсацій тиску на виході з об'ємного насоса. Таким чином, визначення його раціональних параметрів треба здійснювати шляхом постановки та розв'язання задачі оптимізації.

3.2.4. Дослідження впливу форми пульсацій тиску в гідроагрегаті на коефіцієнт гасіння гасителя

За допомогою пакета прикладних програм Mathcad на базі математичної моделі, розробленої в розділі 2 [20], провели імітаційне моделювання

робочих процесів у гасителя в складі ГА. Задавали форму вхідних пульсацій витрати на вході в гаситель (форму вихідних пульсацій витрати насоса) та знаючи опір гідравлічної системи отримали пульсації тиску на вході в гаситель (рис. 3.22, 3.23).

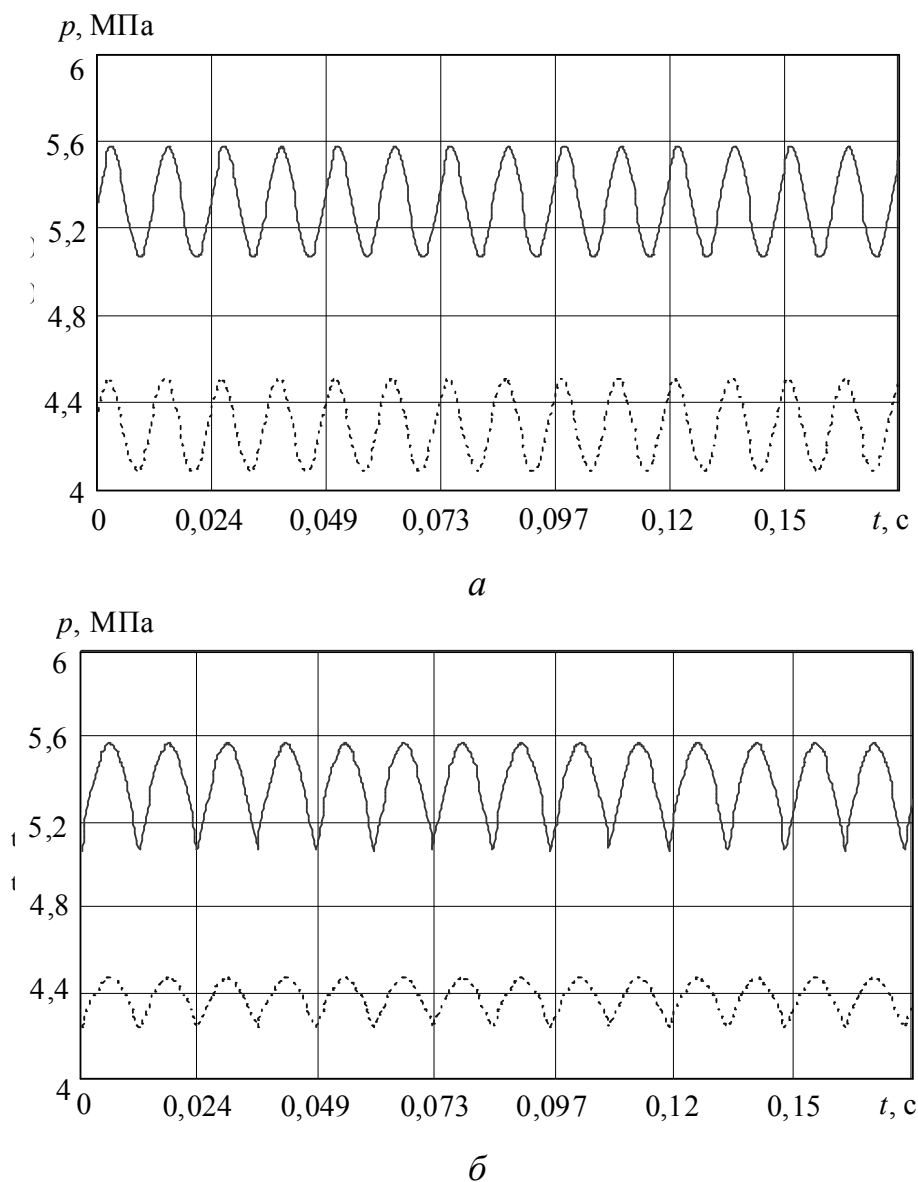
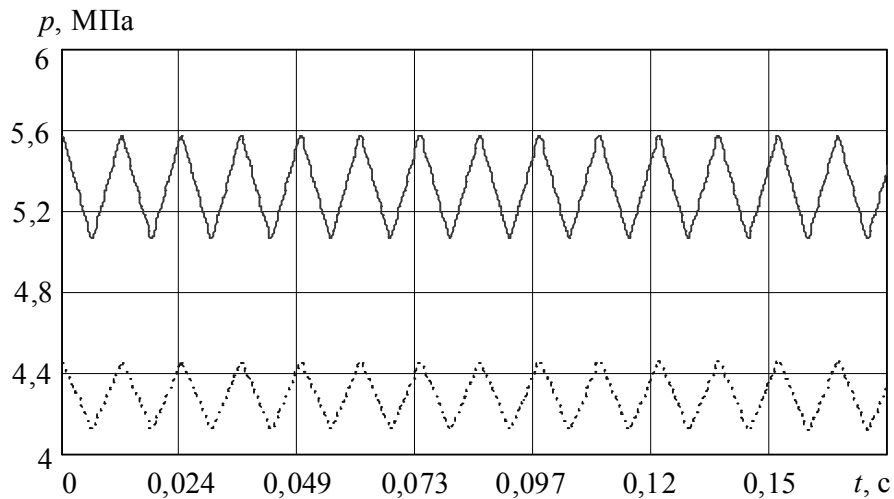
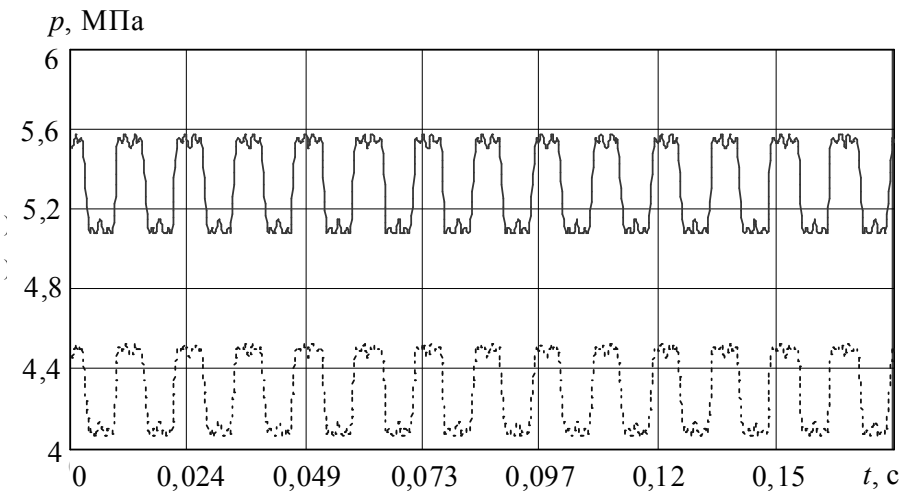


Рис. 3.22. Графік пульсацій тиску на вході (верхня крива) і виході (нижня крива) гасителя: *а* – синусоїдальної форми; *б* – напівсинусоїдальної форми

Використовували гаситель, розміри якого наведені вище. Постійна складова витрати в ГА становила $5,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$. Амплітуда та частота пульсацій тиску відповідно становили: 0,5 МПа та 83,34 Гц.



a



б

Рис. 3.23. Графік пульсацій тиску на вході (верхня крива) і виході (нижня крива) гасителя: *a* – трикутної форми; *б* – прямокутної форми з третьою гармонікою

Вхідні пульсації моделювали: синусоїдальною, напівсинусоїдальною, трикутною та прямокутною формами. Пульсації прямокутної форми мали третю гармоніку, амплітуда яких становить 9,5% від основної амплітуди пульсацій, а частота – 1250 Гц. В результаті розрахунку отримали графік пульсацій тиску на виході гасителя, рис. 3.23, 3.24.

За графіками пульсацій тиску визначали коефіцієнти гасіння гасителя, які становлять: для синусоїдальної форми пульсацій – 1,19; напівсинусоїдальної форми – 2,19; трикутної форми – 1,4; прямокутної форми з третьою

гармонікою – 1,1. Таким чином, встановлено, що форма пульсацій тиску (витрати) РР, яка залежить від типу насоса, суттєвим чином впливає на коефіцієнти гасіння розробленого гасителя. Найбільш складно гасити пульсації тиску (витрати) РР, які мають складну форму, містять гармоніки вищих порядків зі значними амплітудами коливань. Для гасіння пульсацій тиску (витрати) РР, які мають складну форму, нами пропонується використовувати комбіновані гасителі – послідовне з'єднання гасителя для гасіння основної гармоніки та гармонік вищих порядків. Отже, форму пульсацій тиску (витрати) РР залежно від типу насоса, необхідно враховувати при проектуванні гасителів, що підвищить точність визначення його коефіцієнта гасіння.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАСИТЕЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Перед тим, як зупинитися на експериментальних дослідженнях гасителів пульсацій тиску зазначимо, що в літературних джерелах є відомості, присвячені таким дослідженням. Так, в роботах [99, 115] наведені результати експериментальних досліджень гасителів пульсацій тиску, однак в них не розглядається вплив конструктивних параметрів на коефіцієнт гасіння та гасителі, які забезпечують автоматичне підстроювання до змінних параметрів ГА. Великий обсяг експериментальних досліджень гасителів пульсацій тиску різного типу наведено в статтях [138, 139] й інших роботах W. Kolleka. Однак, у них не розглядаються гасителі пульсацій тиску, які містять пружні елементи. Приведені нижче результати експериментальних досліджень гасителів пульсацій тиску, проведені авторами, органічно доповнюють та розширюють існуючі.

Метою експериментальних досліджень було:

- встановлення впливу робочих параметрів ГА та конструктивних параметрів гасителя пульсацій тиску на його коефіцієнт гасіння;
- отримання лінійної моделі (апроксимаційної залежності) коефіцієнта гасіння гасителя пульсацій тиску;
- встановлення впливу гасителя пульсацій тиску на шумові характеристики ГА;
- перевірка адекватності, розроблених математичних моделей робочого процесу натурним зразкам.

4.1. Методика проведення експерименту

Експериментальні дослідження проводили на стенді, схема якого наведена на рис. 4.1, а фотографія – рис. 4.2.

В якості РР використовували масло ІГП–30, характеристики якого наведені у роботі [103]. При проведенні всіх серій експериментів, температура РР була постійною та рівною 50 – 55⁰С, це дозволило в розрахунках приймати постійною її в'язкість. Доведення температури РР до 50 – 55⁰С, яку

контролювали термометром 14, досягалось шляхом її пропускання через запобіжний клапан, який працював у переливному режимі. При монтажі експериментальної установки, для виключення підсмоктування повітря, особливу увагу приділяли ущільненням. Вміст нерозчиненого повітря у РР визначали шляхом порівняння об'єму її контрольних відбирань, взятих до та після проведення експериментів. Електронна апаратура підключалась згідно з інструкцією з експлуатації. Тиск зливу з ГА був постійним та дорівнював атмосферному.

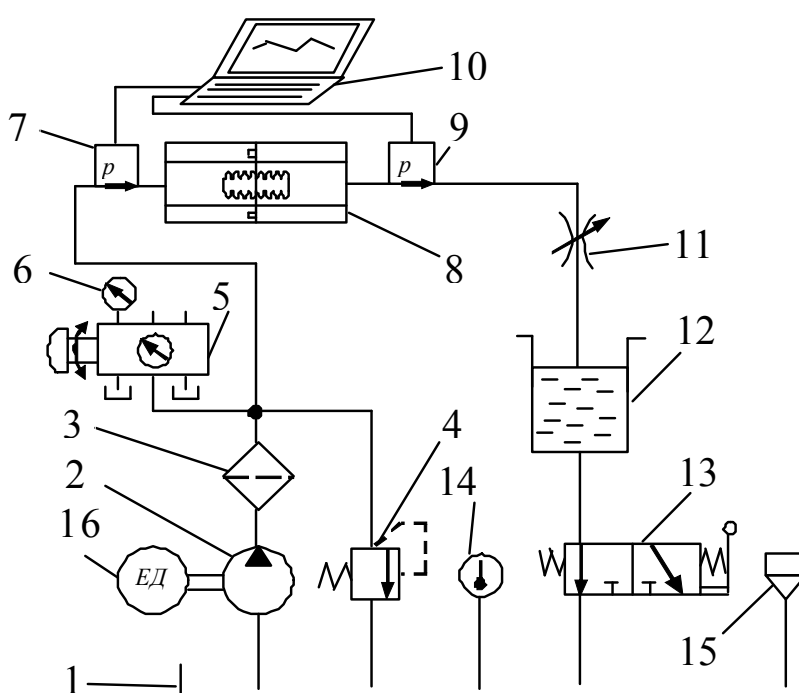


Рис. 4.1. Схема експериментального стенда для дослідження гасителя пульсацій тиску в складі ГА: 1 – бак; 2 – об'ємний насос типу Г12–31М; 3 – фільтр 8–80–1К; 4 – гідравлічний клапан тиску ПГ54–32М; 5 – кран перемикавання манометрів; 6 – зразковий манометр (МО); 7, 9 – перетворювачі тиску типу ПД/20/2; 8 – досліджуваний гаситель пульсацій тиску; 10 – багатоканальний вимірювальний комплект, створений на базі ноутбука; 11 – регульований дросель ПГ77–12; 12 – вимірювальний бак; 13 – гідророзподільник; 14 – термометр; 15 – заливна горловина; 16 – електродвигун

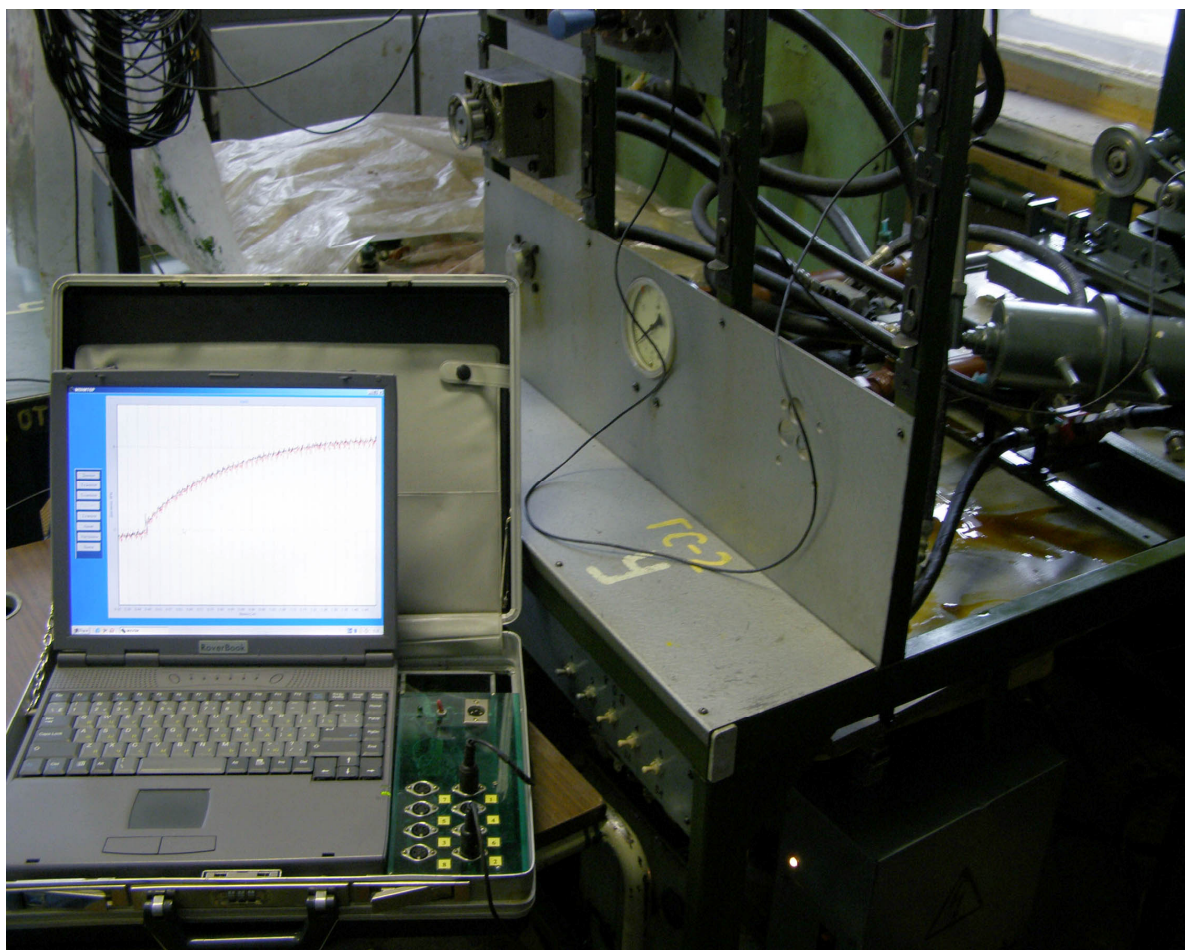


Рис. 4.2. Фото експериментального стенда для дослідження гасителя пульсацій тиску в складі ГА

При проведенні експериментів тиск в ГА встановлювали за допомогою запобіжного клапана 4, який працював в переливному режимі, і контролювали за допомогою зразкового манометра 6. Навантаження у ГА задавали дроселем 11. Витрату в ГА вимірювали за допомогою мірного баку 12 та секундоміру. Реєстрацію сигналів здійснювали за допомогою багатоканального вимірювального комплексу, створеного на базі ноутбука 10. Використовували ноутбук ASUS K50IP (K50IP-T330SCGDWW) (TFT HD (1366x768) 15,6" LED/Dual Core T3300 2.0GHz/2048Mb/320Gb/DVD-SM/GeFroce GT205M 512Mb). Для реєстрації сигналів була розроблена спеціальна програма. Використовували два канали, частота опитування по кожному каналу складала 1024 Гц, а розрядність АЦП – 10 біт, та перетворювачі тиску типу ПД/20/2, які пройшли державну метрологічну атестацію.

Оскільки нас цікавили пульсації тиску на вході та виході і величина вхідного тиску, за допомогою програми (в програму вводили const) величину вхідного тиску зміщали вгору, тому що порівнювалися між собою амплітуди пульсацій.

Коефіцієнт гасіння гасителя визначався за осцилограмами пульсацій тиску на його вході та виході.

4.2. Прилади й контрольно-вимірювальна апаратура

Прилади, датчики та апаратуру, що реєструє, вибирали таким чином, щоб вони задовольняли вимогам точності. Для виміру статичного тиску, витрати, температури, шуму використовували стандартні прилади і методи. Монтаж вимірювальної апаратури здійснювали згідно з відповідними інструкціями. Статичний тиск вимірювали зразковими манометрами (діапазон вимірювань 0 – 4,0 МПа, з похибкою вимірювання за паспортом 0,05 %), температуру – термометром з похибкою вимірювання не гірше 1°C. Атмосферний тиск міряли за допомогою барометра-анероїда (тип М67, діапазон вимірів (610 – 790) мм рт. ст., границя допустимої похибки $\pm 0,8$ мм рт. ст.). Витрату РР вимірювали за допомогою мірного баку (поділ шкали – $0,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{мм}$) та секундоміром. Для виміру шуму використовували точний імпульсний шумомір типу 00 024 [121].

Для вимірювання пульсацій тиску в ГА використовували перетворювачі тиску ПД.20/2, похибка вимірювань яких складала $\pm 0,5\%$, а частота пропускання становила 1200 Гц (за паспортом перетворювачів тиску). Реєстрацію сигналів здійснювали за допомогою багатоканального вимірювального комплексу, створеного на базі ноутбука. Тарувальні характеристики датчиків тиску знімали, як на спеціальному тарувальному пресі (клас точності 0,05), так і безпосередньо на експериментальному стенді. При таруванні датчиків тиску використовували зразкові манометри.

При проведенні експериментальних досліджень відносна середня квадратична похибка при вимірюванні становила: нестационарного тиску – 2,5 %, витрати – 1,5 %. Причому, з імовірністю 0,95 можна стверджувати, що

значення вимірюваних величин знаходяться у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення від їх середнього вимірюваного значення не більше: для тиску та пульсацій тиску – 4,6 %; витрати – 5,8 %.

4.3. Оцінка достовірності отриманих результатів

Розрахунок похибок вимірювання в дослідях здійснювали з використанням статистичних методів за наступною залежністю

$$\sigma = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2}, \quad (4.1)$$

де σ_S – випадкова похибка, яка визначається з теорії малих вибірок; σ_R – систематична похибка приладу, яку розраховували за формулою

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_O^2},$$

де σ_A – похибка вимірювального приладу; σ_O – похибка зчитування показу вимірювального приладу.

Для розрахунку довірчого інтервалу із врахуванням поправки Стьюдента j_{st} , що враховує кількість дослідів [3], в границях якого знаходяться усі (випадкові) похибки вимірів середнього значення фактора, використовували співвідношення

$$|\Delta y| = j_{st} \sigma.$$

Кінцевий результат паралельних вимірювань записували у такому вигляді

$$y = \bar{y} \pm \Delta y.$$

Зауважимо, що для всіх проведених вимірів довірна імовірність приймалась постійною та рівною $\alpha = 0,95$.

Для посередніх вимірів відносну похибку визначали за залежністю

$$\Delta \Pi = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial \ln \Phi}{\partial y_i} \Delta y_i \right)^2},$$

де Π – параметр; Φ – функція, що описує рівняння вимірювання; y_i – величини, що вимірюються та входять до рівняння вимірювання; Δy_i – похибки вимірювань величин.

Визначення випадкових похибок вимірюваних величин (статичного тиску, температури тощо) проводили таким чином. Для одного й того ж значення фактора x_i з n вимірів знаходили найбільш імовірне значення вимірюваної величини \bar{y} . Априорі приймали, що закон розподілення похибок – “нормальний” та знаходили найбільш імовірне значення вимірюваної величини

$$\bar{y} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{y_i}{n}.$$

Похибка окремого виміру оцінювалася його дисперсією

$$D^2 = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (\bar{y} - y_i)^2}{n - 1}.$$

За критерієм Стюдента

$$J_S = \frac{|\bar{y} - y_i|}{D} \quad (4.2)$$

визначали грубі виміри, для яких розраховане за залежністю (4.2) значення критерію Стюдента перевищує табличне. Виключали грубі виміри, знову визначали значення \bar{y} і оцінювали його дисперсію відтворення

$$D_i^2 = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (\bar{y} - y_i)^2}{n(n - 1)}.$$

Довірчий інтервал всіх вимірюваних величин розраховували, виходячи з довірчої імовірності, що дорівнює $\alpha = 0,95$. При цьому, враховували поправки Стюдента, які враховують скінчену кількість дослідів.

Проведені розрахунки похибок вимірювань дозволили встановити, що вимірювання проводили з відносною середньою квадратичною похибкою, яка при вимірюванні нестационарного тиску складає – 2,94 %, витрати – 1,12 %. Причому, з імовірністю, яка дорівнює 0,95, можна стверджувати, що значення вимірюваних величин знаходились у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення від їх середнього вимірюваного значення не більше: для тиску та пульсацій тиску – 5,5 %; витрати – 4,3 %.

Перевірка адекватності даних, отриманих за допомогою математичних моделей з експериментальними, проводилась за критерієм Фішера [128]

$$F = S_{\text{ад}}^2 / S_{\text{е}}^2 ,$$

де $S_{\text{ад}}$ – дисперсія адекватності, що визначається як сума квадратів відхилень, віднесених до числа ступеня свободи [117]; $S_{\text{е}}$ – дисперсія відтворення.

Розрахунок дисперсії адекватності із осцилограм проводили для вибраних 25-ти точок порівняння. При довірчій достовірності $\gamma_{\text{д}} = 0,95$ та числу точок більше ніж 20, з роботи [128] визначали табличне значення критерію Фішера. Математична модель є адекватною, якщо розраховане значення критерію Фішера менше табличного $F < F_T$.

4.4. Дослідження пасивних гасителів пульсацій тиску

Їх проводили за рівномірною сіткою. Зауважимо, що для використання ортогонального чи рототабельного центрального і композиційного планування необхідно попередньо провести експеримент за рівномірною сіткою, визначити інтервали для кускової апроксимації, після чого планувати експеримент для даних відтінків. Враховуючи, що кількість змінних становило дві та на обмеження варіювання конструктивними параметрами гасителів пульсацій тиску, експериментальні дослідження проводили за рівномірною сіткою. При проведенні експериментальних досліджень пасивних гасителів пульсацій тиску, на відміну від стенду, зображеному на рис 3.1, використовували пластинчатий насос типу НПл-40/6,3 – 2; датчик тиску типу ДД-16 – 7, 9; шлейфовий осцилограф типу Н-115 – 10 [7, 8].

Досліджували камерні гасителі пульсацій тиску: однокамерні: з патрубком на вході; з патрубком на виході; без патрубка; двокамерний та інтерференційні: з боковим відгалуженням і боковим відвідним каналом. Конструктивні розміри досліджуваних гасителів наведені в додатку А, табл. А.2. – А.4. Результати досліджень наведені на рис. 4.3. – 4.8.

Досліджували вплив конструктивних параметрів гасителів на коефіцієнт гасіння. За результатами досліджень встановлено, що частота пульсацій

тиску на вході в гаситель незалежно від його типу практично дорівнює частоті на його виході рис. 4.3 – 4.5, 4.7, 4.8. Для однокамерного гасителя пульсацій з патрубком на вході коефіцієнт гасіння суттєвим чином залежить від довжини цього патрубка, рис. 4.3. *а, б*. Патрубок встановлений на виході однокамерного гасителя пульсацій тиску і його довжина також суттєво впливає на коефіцієнт гасіння, рис. 4.4.

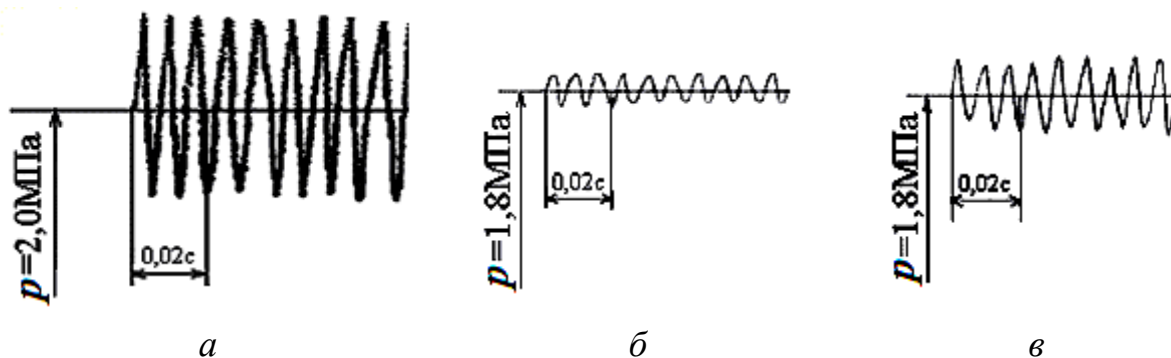


Рис. 4.3. Осцилограми пульсацій тиску на вході – *а* та на виході – *б, в* однокамерного гасителя пульсацій з патрубком на вході при $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа, $q = 0,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, довжина патрубка: *б* – $l_1 = 330$ мм, $k_r = 8$; *в* – $l_1 = 96$ мм, $k_r = 4$

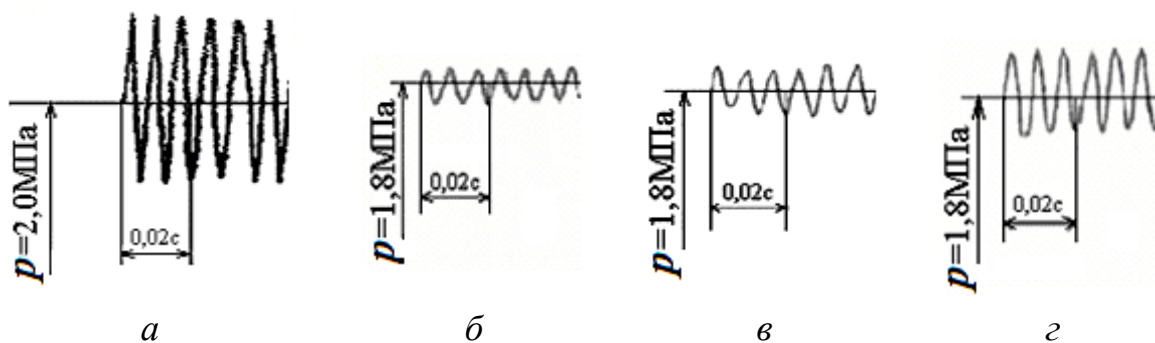


Рис. 4.4. Осцилограми пульсацій тиску на вході – *а* та на виході – *б, в, г* однокамерного гасителя пульсацій: *б, в* – з патрубком на виході, *г* – без патрубка, $k_r = 2,1$: при $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа, $q = 0,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, довжина патрубка: *б* – $l_2 = 220$ мм, $k_r = 5$; *в* – $l_2 = 100$ мм, $k_r = 3,6$

У двокамерному гасителі пульсацій тиску з патрубками на вході і виході коефіцієнт гасіння $k_r = 2,1$, рис. 4.5. Коефіцієнт гасіння камерних гасителів пульсацій тиску суттєвим чином залежить від довжини патрубків, встановлених на вході та виході гасителя.

За результатами експериментальних досліджень трикамерного гасителя пульсацій з патрубками на вході і виході, наведених у статті [8], встановлено, що його використання неефективно.

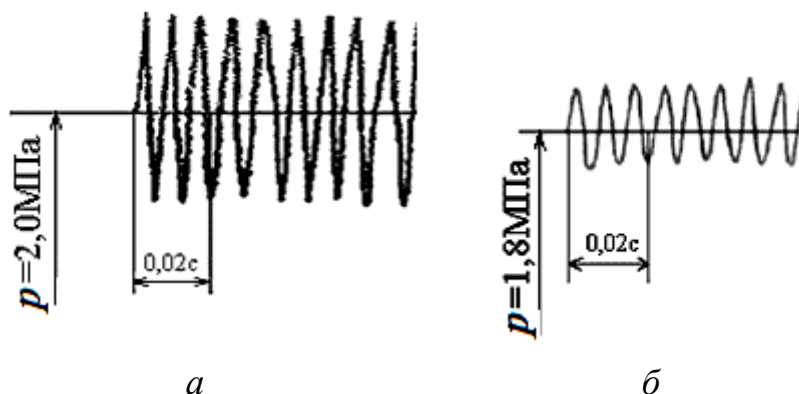


Рис. 4.5. Осцилограми пульсацій тиску на вході – *а* та на виході – *б* двокамерного гасителя пульсацій з патрубками на вході та виході: при $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа, $q = 0,47 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $k_r = 2,1$

При збільшенні витрати в ГА від $0,47 \cdot 10^{-3}$ до $0,58 \cdot 10^{-3}$ м³/с, що відповідає зменшенню його навантаження від номінального до нуля, тиск в ГА зменшується зі швидкістю зміни навантаження, одночасно зменшується амплітуда вихідних пульсацій тиску РР, рис. 4.6. Таким чином, амплітуда пульсацій тиску в ГА залежить від його рівня, що треба враховувати в методиках проектування гасителів пульсацій тиску.

Дослідження інтерференційного гасителя пульсацій з боковим відгалуженням показало, що його коефіцієнт гасіння суттєвим чином залежить від довжини бокового відгалуження, рис. 4.7.

В інтерференційному гасителі пульсацій з обвідним каналом коефіцієнт гасіння суттєвим чином залежить від рівня тиску в ГА, рис. 5.8. Слід зауважити, що такий гаситель при певних значеннях довжини обвідного каналу та робочих параметрах ГА може працювати як підсилювач пульсацій [7]. Це накладає певні обмеження на застосуванні таких гасителів.

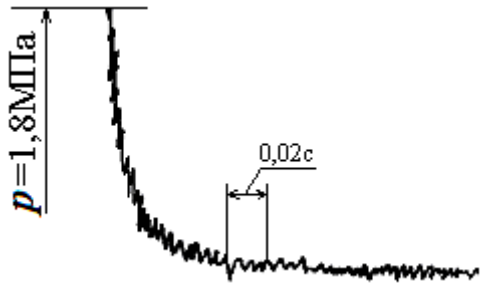


Рис. 4.6. Осцилограма зміни пульсацій тиску на виході однокамерного гасителя пульсацій з патрубком на виході при зміні навантаження ГА від номінального значення до нуля; $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа

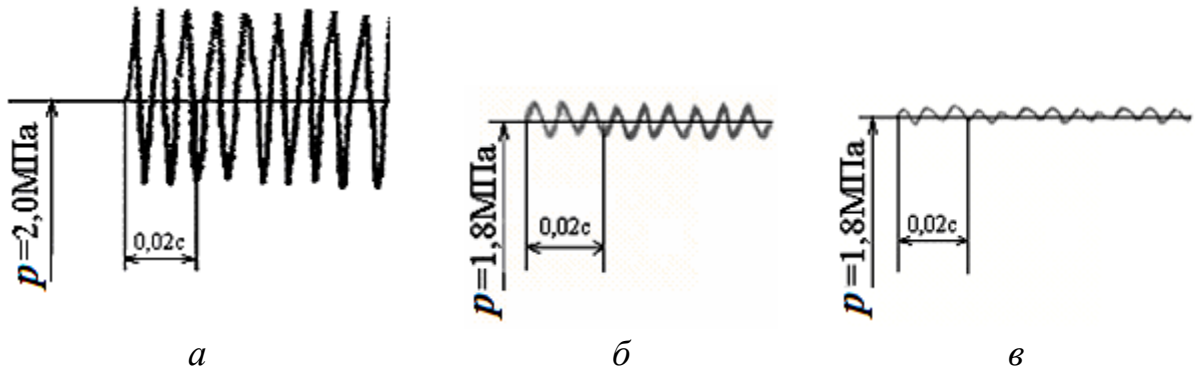


Рис. 4.7. Осцилограми пульсацій тиску на вході – а та на виході – б, в інтерференційного гасителя пульсацій з боковим відгалуженням при $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа, $q = 0,47 \cdot 10^{-3}$ м³/с, довжина бокового відгалуження: б – $l_{\text{від}} = 1,0$ м, $k_{\text{Г}} = 5,4$; в – $l_{\text{від}} = 0,64$ м, $k_{\text{Г}} = 8,3$

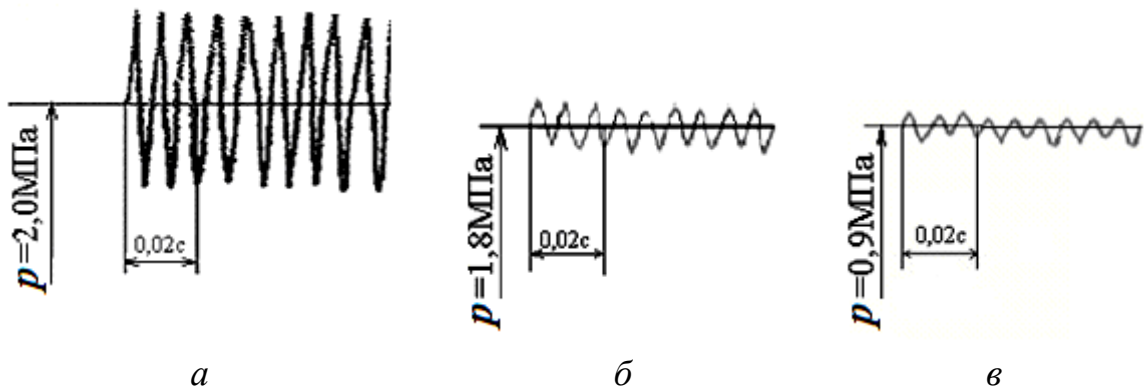


Рис. 4.8. Осцилограми пульсацій тиску на вході – а та на виході – б, в інтерференційного гасителя пульсацій з обвідним каналом при $q = 0,47 \cdot 10^{-3}$ м³/с: а, б – $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа, $k_{\text{Г}} = 4,4$; в – $p_{\text{вх}} = 1,0$ МПа, $k_{\text{Г}} = 3,5$

Визначали табличне значення критерію Фішера, яке дорівнює $F_T \approx 1,9$ [128] та порівнювали його з розрахованим. Розраховане значення критерію Фішера менше табличного $F < F_T$, отже розроблені математичні моделі є

адекватними. Порівняння експериментально отриманих характеристик камерних гасителів пульсацій тиску з розрахованими за допомогою розроблених математичних моделей показало, що максимальна похибка не перевищує: для однокамерних гасителів пульсацій з патрубками та без них – 4 %; двокамерного гасителя пульсацій з патрубками на вході та виході – 4 %; інтерференційних з боковим відгалуженням та з обвідним каналом – 6 %, що також свідчить про їх адекватність.

Порівняння отриманих експериментальних даних з експериментальними дослідженнями, отриманими іншими дослідниками, виказало їх якісний збіг. Відмінність отриманих результатів можна пояснити тим, що досліджувалися гасителі з відмінними конструктивними розмірами в ГА з іншими робочими параметрами: номінальними значеннями тиску і витрати, частотою і амплітудою пульсацій тиску (основною гармонікою пульсацій).

4.5. Дослідження гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів

Досліджували дослідний зразок гасителя, параметри якого наведені в додатку А, рис. А.5, табл. А.5. При експериментальних дослідженнях цього гасителя для зменшення кількості дослідів здійснювали їх планування [21]. Проводили трьохфакторний активний експеримент. Для цього використовували плани другого порядку, які складали за методикою, наведеною у роботі [36]. Експерименти проводили таким чином, щоб кожний фактор варіювався на трьох рівнях. На першому етапі проводили кодування факторів згідно з табл. 4.1.

Зв'язок між кодовим та натуральним виразом факторів здійснювали за формулою

$$x_i = \frac{X_i - x_{i0}}{\delta_i}, \quad (4.3)$$

де X_i – натуральне значення фактора; x_{i0} – значення i -го фактора на нульовому рівні; δ_i – інтервал варіювання i -го фактора.

Таблиця 4.1 – Кодування факторів

Інтервал варіювання та рівень факторів	Рівень тиску на виході з насоса, МПа	Витрата через гаситель (на виході з насоса), $\cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{с}$	Частота	
			обертання вала електродвигуна, об/хв	пульсацій тиску, 1/с
Нульовий рівень, $x_i = 0$	0,9	0,045	1230	246
Інтервал варіювання, δ_i	0,26	0,025	270	54
Нижній рівень, $x_i = -1$	0,64	0,020	960	192
Верхній рівень, $x_i = +1$	1,16	0,070	1500	300
Кодове позначення	x_1	x_2	-	x_3

На другому етапі здійснювали рандомізацію дослідів, для чого використовували таблицю випадкових чисел з роботи [32]. Отримали таку послідовність проведення дослідів: 2, 3, 1, 2, 4, 1, 3, 4, ... Зауважимо, що паралельні досліді передбачалися для оцінки відтворення дослідів та визначення статистичних оцінок.

На третьому етапі реалізували серію експериментів для побудови лінійної моделі. При трьохзмінних параметрах (рис. 4.9) ставили експеримент (напіврепліку) в точках 2, 3, 5 і 8. Потім ставили експеримент в центрі та перевіряли гіпотезу адекватності. Оскільки модель виявилася адекватною, тому далі проводили експеримент у декількох точках, розташованих на відстані d від центру (зіркові точки). Зауважимо, що якщо б модель виявилася неадекватною, то необхідно було б проводити повний факторний експеримент і реалізувати експеримент в усіх вершинах кубу.

Таблиця 4.2 – Центральне композиційне ортогональне планування експерименту другого порядку

Дослід	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1^2-11/15$	$x_1^2-11/15$	$x_1^2-11/15$	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	y
Планування типу 2^3	+1	-1	-1	-1	4/15	4/15	4/15	+1	+1	+1	2,5
	+1	+1	-1	-1	4/15	4/15	4/15	-1	-1	+1	2,75
	+1	-1	+1	-1	4/15	4/15	4/15	-1	+1	-1	2,4
	+1	+1	+1	-1	4/15	4/15	4/15	+1	-1	-1	2,7
	+1	-1	-1	+1	4/15	4/15	4/15	+1	-1	-1	1,8
	+1	+1	-1	+1	4/15	4/15	4/15	-1	+1	-1	1,75
	+1	-1	+1	+1	4/15	4/15	4/15	-1	-1	+1	1,65
	+1	+1	+1	+1	4/15	4/15	4/15	+1	+1	+1	1,7
	+1	-1,215	0	0	23/30	-11/15	-11/15	0	0	0	1,6
	+1	+1,215	0	0	23/30	-11/15	-11/15	0	0	0	1,9
Зіркові точки	+1	0	-1,215	0	-11/15	23/30	-11/15	0	0	0	2,3
	+1	0	+1,215	0	-11/15	23/30	-11/15	0	0	0	2,1
	+1	0	0	-1,215	-11/15	-11/15	23/30	0	0	0	2,0
	+1	0	0	+1,215	-11/15	-11/15	23/30	0	0	0	1,78
Нульова точка	+1	0	0	0	-11/15	-11/15	-11/15	0	0	0	1,8

З експериментально отриманих осцилограмам за формулою (1.7) визначали коефіцієнт гасіння гасителя.

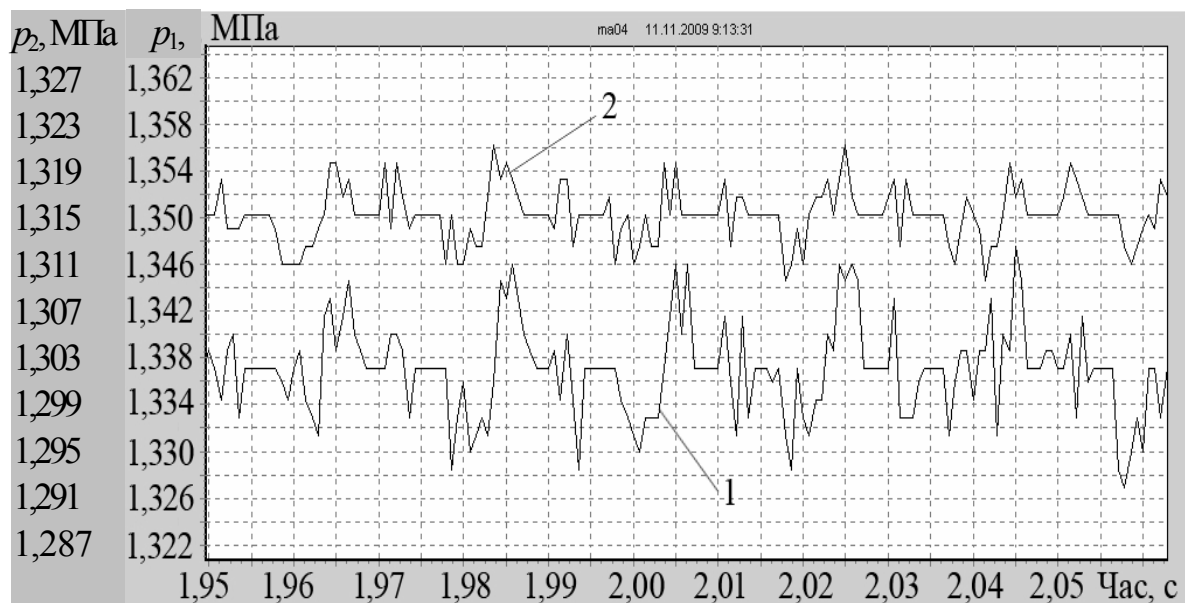


Рис. 4.10. Осцилограми пульсацій тиску на вході – 1 і на виході – 2 гасителя: $q = 0,064 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $f = 300 \text{ 1/с}$ ($n = 1500 \text{ об/хв}$); $k_T = 1,69$

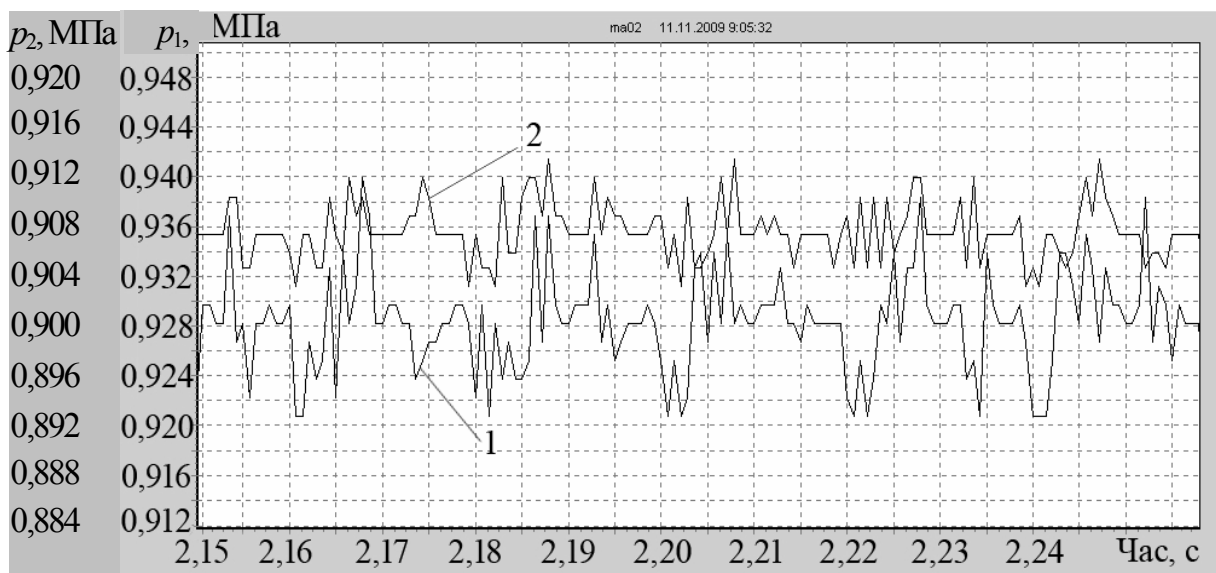


Рис. 4.11. Осцилограми пульсацій тиску на вході – 1 і на виході – 2 гасителя: $q = 0,045 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $f = 300 \text{ 1/с}$ ($n = 1500 \text{ об/хв}$); $k_T = 1,78$

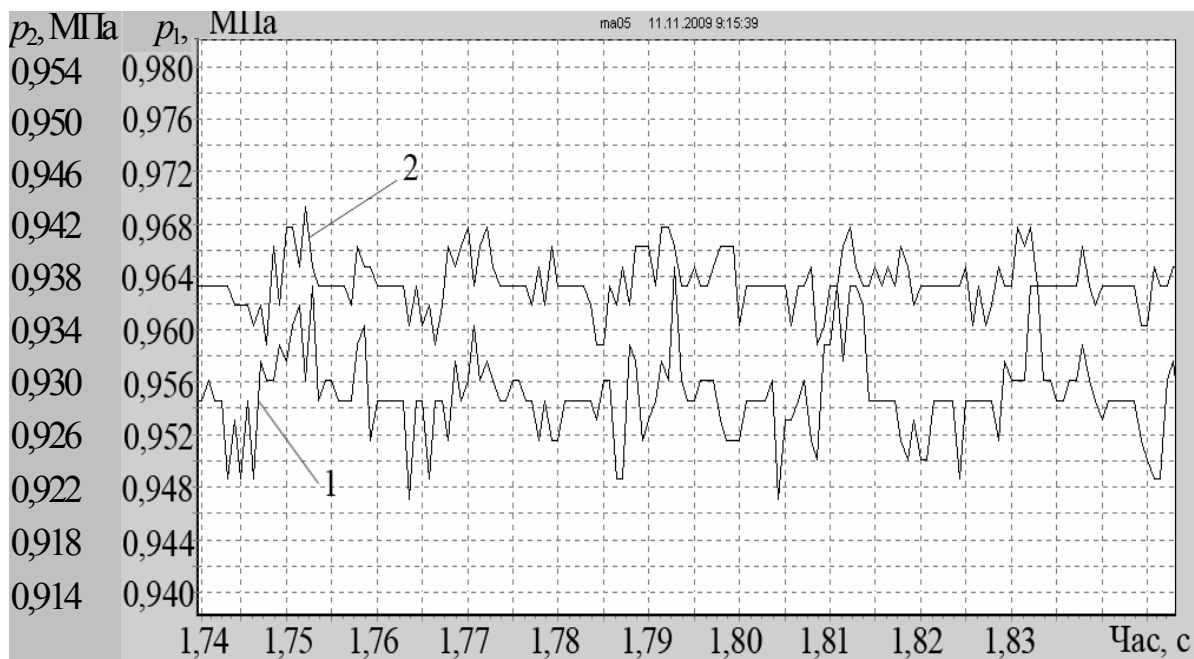


Рис. 4.12. Осцилограми пульсацій тиску на вході – 1 і на виході – 2 гасителя: $q = 0,020 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $f = 300 \text{ 1/с}$ ($n = 1500 \text{ об/хв}$); $k_T = 1,83$

Таблиця 4.3 – Результати дослідження гасителя пульсацій тиску

№ з/п	$q, \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{с}$	$p, \text{ МПа}$	$n, \text{ об/хв}$	k_T
1	0,020	1,0	1230	1,8
2	0,020	0,9	960	2,09
3	0,020	0,95	1500	1,83
4	0,045	0,65	1230	1,9
5	0,045	0,93	1500	1,78
6	0,060	0,6	960	2,5

У другій серії експериментів досліджували розроблений гаситель пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів (з сільфонами) та гаситель (без сільфонів). Причому в останній замість сільфонів вставляли шпильки діаметром, що дорівнює середньому діаметру сільфона та довжиною, що дорівнює довжині сільфона. Це дозволило отримати рівні початкові об'єми проточних порожнин гасителя. Використовували електродвигун 16 з постійною частотою обертання 1500 об/хв. Осцилограми пульсацій тиску для цієї серії експериментів наведені на рис. 4.12, 4.13.

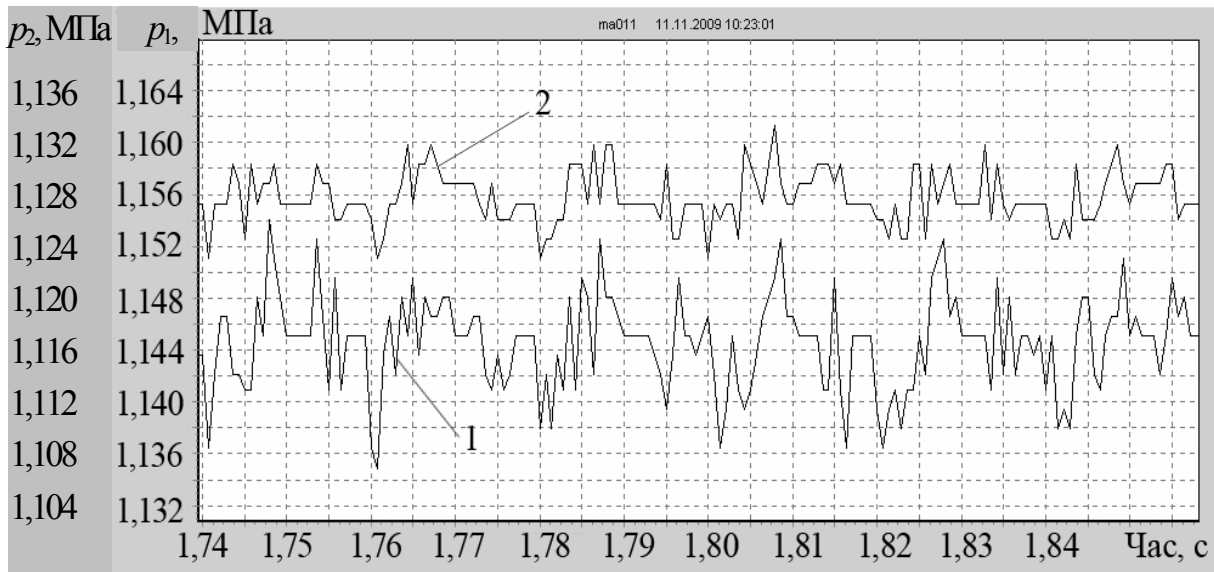


Рис. 4.13. Осцилограми пульсацій тиску на вході – 1 і на виході – 2 гасителя: $q = 0,020 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $f = 300 \text{ 1/с}$ ($n = 1500 \text{ об/хв}$); $k_r = 1,5$

Експеримент, згідно з описаною вище методикою, проводили за складеним планом (табл. 4.2). За його результатами заповнювали останній стовпець табл. 4.2, де замість y підставляли його значення – коефіцієнт гасіння гасителя, отриманий за результатами обробки експериментальних осцилограм пульсацій тиску. Зауважимо, що у загальному випадку функція відгуку (коефіцієнт гасіння) визначається поліномом [36]

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i < j} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \dots, \quad (4.5)$$

де b_0 , b_i , b_{ij} , b_{ii} – коефіцієнти регресії, які визначалися за результатами експериментів за формулами [36]

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^n \bar{y}_u}{n}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u}{n}; \quad b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{n},$$

де i – номер стовпця в матриці планування експерименту; \bar{y}_u – середнє значення вихідної величини (коефіцієнта гасіння гасителя) в одній серії дослідів; u – u -те сполучення рівнів факторів.

Аналіз осцилограм пульсацій тиску на вході і виході гасителя показав, що в ньому відбувається невелике відставання вихідних пульсацій від вхід-

них. Аналіз робочого процесу в гасителя у складі ГА, проведений за осцилограмами пульсацій тиску на його вході і виході показав, що його коефіцієнт гасіння в значній мірі залежить від рівня тиску та витрати в ГА, що треба враховувати в методиках їх розрахунку та проектування.

Коефіцієнт регресії визначали за формулою [36]

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} y_u}{\sum_{u=1}^n x_{iu}^2},$$

де i – номер стовпця у матриці планування; x_{iu} – елементи i -го стовпця.

У результаті розрахунку отримали: $b'_0 = 2,049$; $b_1 = 0,128$; $b_2 = -0,054$; $b_3 = -0,339$; $b'_{11} = -0,0083$; $b'_{52} = 0,306$; $b'_{33} = 0,086$; $b_{12} = 0,019$; $b_{13} = -0,069$; $b_{23} = -0,006$.

Рівняння регресії – формулу (4.5) подавали у вигляді:

$$y = b'_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i x_i + \sum_{1 \leq i \leq j \leq k} b_{ij} x_i x_j + \sum_{1 \leq i \leq k} b_{ii} (x_i^2 - \varphi), \quad (4.6)$$

$$\text{де } \varphi = \sqrt{\frac{2^k}{n}}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} y_u}{\sum_{u=1}^n x_{iu}^2} - \text{коефіцієнти регресії.}$$

Після підстановки в формулу (4.6) коефіцієнтів регресії отримали:

$$k_T = 2,049 + 0,128x_1 - 0,054x_2 - 0,339x_3 + 0,019x_1x_2 - 0,069x_1x_3 - 0,006x_2x_3 - 0,008(x_1^2 - 11/15) + 0,306(x_2^2 - 11/15) + 0,086(x_3^2 - 11/15) \quad (4.7)$$

Переходили до звичайної форми запису (4.5) функції відгуку (лінійної моделі коефіцієнта гасіння). Використовували формулу зв'язку між коефіцієнтами регресії

$$b_0 = b'_0 - \sum_{1 \leq i \leq k} \varphi b_{ii}, \quad (4.8)$$

де k – кількість коефіцієнтів зі штрихом.

У результаті розрахунку отримали: $b_0 = 1,767$. Привели рівняння (4.7) до нормального вигляду.

$$k_T = 1,767 + 0,128x_1 - 0,054x_2 - 0,339x_3 + 0,019x_1x_2 - 0,069x_1x_3 - 0,006x_2x_3 - 0,008x_1^2 + 0,306x_2^2 + 0,086x_3^2. \quad (4.9)$$

Оцінку дисперсії коефіцієнтів регресії проводили за формулою [36]

$$s_{bi}^2 = \frac{s_y^2}{\sum_{u=1}^n x_{iu}^2}, \quad (4.10)$$

де $s_y^2 = \frac{\sum_{p=1}^m (y_{up} - \bar{y}_u)^2}{m-1}$; $p = 1, 2, 3, \dots$; m – кількість паралельних дослідів.

Розрахунки дисперсії коефіцієнтів регресії за (4.10) показали, що в вона знаходиться в межах 0,002 – 0,5. Таким чином, точність розробленої моделі достатньо висока.

За критерієм Кохрена перевіряли відтворення процесу, для чого використовували формулу [36]

$$G = \frac{s_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^n s_u^2} \leq G_{(0.05; f_n; f_u)},$$

де $s_u^2 = \frac{\sum_{p=1}^m (y_{up} - \bar{y}_u)^2}{m-1}$ – дисперсія, яка характеризує розсіювання результатів дослідів на u -м сполученні рівнів факторів; $p = 1, 2, \dots, m$ – кількість паралельних дослідів; $s_{u \max}^2$ – найбільша з дисперсій в строчках плану; $G_{(0.05; f_n; f_u)}$ – табличне значення критерію Кохрена при 5 %-ному рівні значимості; $f_n = n$ – кількість незалежних оцінок дисперсії; $f_u = m - 1$ – кількість ступенів свободи кожної оцінки.

За результатами розрахунку G становить 0,3. Табличне значення $G_{(0.05; f_n; f_u)}$ становить 0,3346 [36]. Таким чином, умова відтворення процесу виконується.

За критерієм Фішера перевіряли адекватність лінійної моделі коефіцієнта гасіння

$$F = \frac{s_{ад}^2}{s_y^2} \leq F_{таб(0.05; f_{ад}; f_y)},$$

де $s_{ад}^2 = \frac{\sum_{u=1}^n (\bar{y}_u - y_u)^2}{n - k - 1}$; y_u – розрахункове значення відгуку в u -му досліді; $F_{таб(0.05; f_{ад}; f_y)}$ – критерій Фішера при 5 %-ній значимості; $f_{ад} = n - k - 1$ – кількість ступенів свободи дисперсії адекватності; f_y – кількість ступенів свободи дисперсії відтворення; n – кількість дослідів; k – кількість факторів.

За розрахунками дисперсія адекватності $s_{ад}^2 = 0,256$. Критерій Фішера F становить 3,004, а табличне значення критерію Фішера $F_{таб} = 3,2874$ [36]. Таким чином, отримана лінійна модель адекватна. Порівняння експериментально отриманих характеристик гасителя з розрахованими за допомогою розроблених математичних моделей показало, що максимальна похибка не перевищує – 5 %, що також свідчить про їх адекватність.

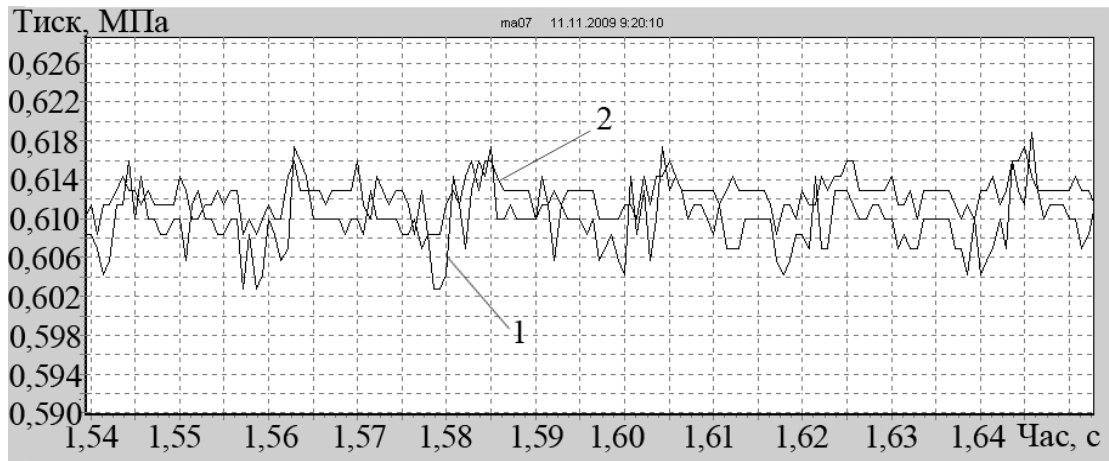
Використовували формулу (4.3) та з залежності (4.9) отримали значення коефіцієнта гасіння гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів через натуральні значення факторів.

$$k_{\Gamma} = 1,601 + 0,57 p_{\text{н}} - 0,005 q_{\text{н}} - 0,001 f + 0,003 p_{\text{н}} q_{\text{н}} - 0,118 p_{\text{н}}^2, \quad (4.11)$$

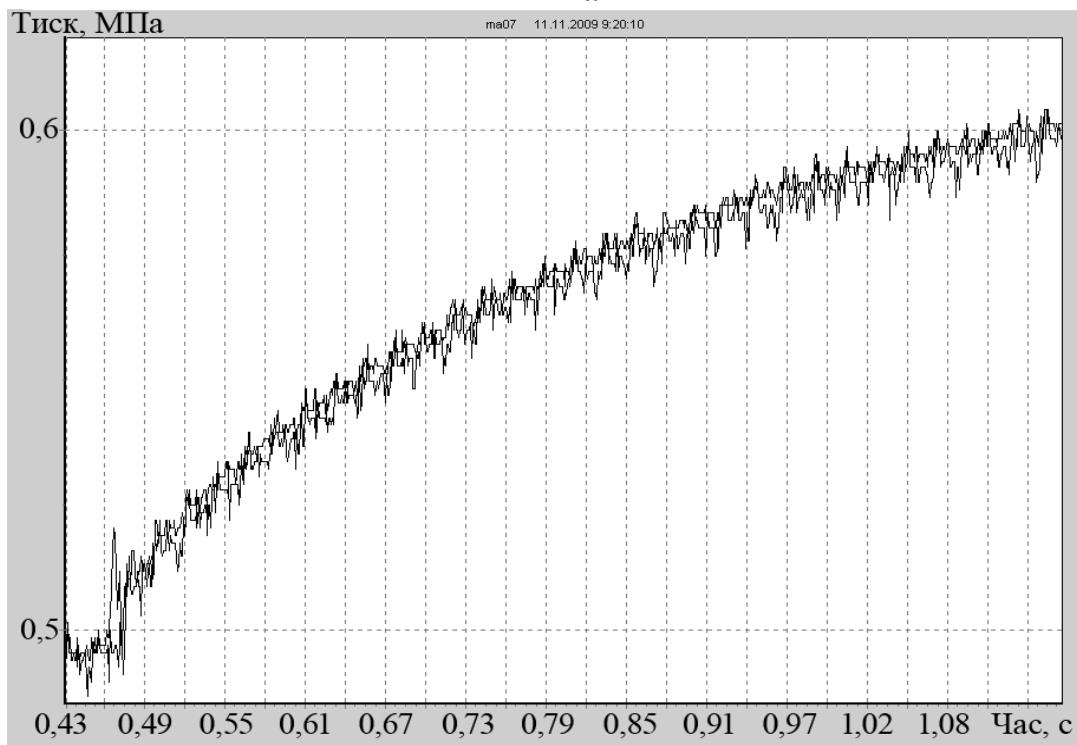
де $p_{\text{н}}$ – тиск на виході з насоса, в МПа; $q_{\text{н}}$ – витрата через гаситель (на виході з насоса), в см³/с; f – частота пульсацій тиску, в 1/с.

Отримана лінійна модель коефіцієнта гасіння гасителя в залежності від робочих параметрів ГА, дозволяє проводити їх раціональний вибір та може бути використана при визначенні його оптимальних параметрів.

При використанні в ГА розробленого гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів гасіння пульсацій тиску відбувається і при перехідному процесі, рис. 4.14.



a



б

Рис. 4.14. Осцилограми пульсацій тиску на вході – 1 і на виході – 2 гасителя: $q = 0,020 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $f = 300 \text{ 1/с}$ ($n = 1500 \text{ об/хв}$); $k_r = 1,75$: *a* – в установившому режимі; *б* – при перехідному процесі

Співставлення результатів дослідження звичайних гасителів (без сільфонів) (рис. 4.13) та гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів

(рис. 4.11 і 4.12), отриманих за однакових умов, показало, що коефіцієнт гасіння у розробленого гасителя більше ніж на 20 % більший. Таким чином, експериментальним шляхом доведено ефективність використання в об'ємних ГА розробленого гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів.

Коефіцієнт гасіння гасителя пульсацій з автоматичним підстроюванням параметрів визначений з осцилограм, отриманих експериментальним шляхом та розрахованих за математичною моделлю в зосереджених параметрах за Г і Т-подібними схемами зосередження, показав гарний збіг. Деяку відмінність форми пульсацій тиску на виході з насоса та гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів на осцилограмах, отриманих експериментальним шляхом, можна пояснити спрацюванням насоса, цей висновок співпадає з експериментальними даними пульсацій тиску на виході з насоса, наведеними в роботі [118].

Крім того, монтаж гідравлічної апаратури та гасителя на стенді здійснювався шлангами, модуль пружності яких в математичних моделях не враховано. Порівняння теоретичних і експериментальних даних дозволяє зробити висновок про їх достатньо добру збіжність. Коефіцієнт гасіння з теоретичної осцилограми дорівнює 1,645, з експериментальної – 1,69. Похибка становить 2,74 %.

4.6. Дослідження шумових характеристик гідроагрегату з гасителем пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів

Визначення і розрахунок шумових характеристик гасителя у складі ГА проводили у відповідності з методикою [44], згідно з якою, вимірювання у вільному звуковому полі над звуковідбивною площиною забезпечує отримання максимального середнього квадратичного відхилення рівнів звукової потужності у смугах частот та корегованої характеристики А звукової потужності за ГОСТ 22941–79. Випробування проводили в лабораторії гідроавтоматики кафедри гідропневмоавтоматики і гідропривід НТУ “ХПІ” площею $A_{\text{пр}} = 186 \text{ м}^2$. Вимір рівня шуму здійснювали за допомогою точного імпульсного шумоміра 00 024 [121]. В якості поверхні вимірювання, яка

оточує джерело шуму та закінчується на звуковідбивній площині, приймали напівсферу з радіусом $r = 1$ м. Кількість вимірювальних точок на поверхні напівсфери дорівнювала 4. Координати точок вимірювання показані на рис. 4.20.

Площу вимірювальної поверхні розраховували за залежністю

$$A = 2\pi r^2, \quad (4.12)$$

де r – радіус напівсфери, $r = 1$ м.

Шумоміром вимірювали сумарний рівень звукового тиску, дБ, $Li(\Gamma A)$, ΓA , що працює, в кожній вимірювальній точці, вказаній на рис. 4.15. Вимір здійснювали у точках, розташованих з чотирьох сторін на відстані не менше ніж 0,15 м від підлоги.

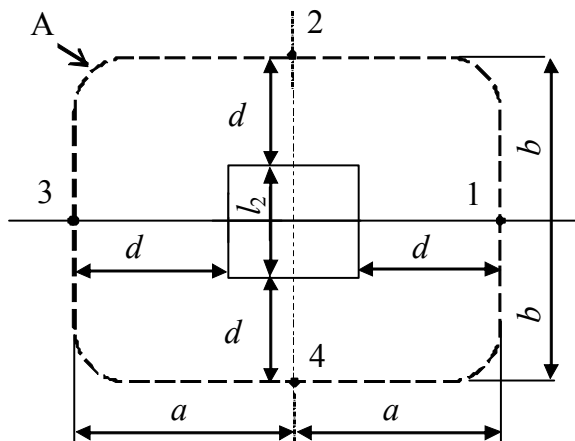
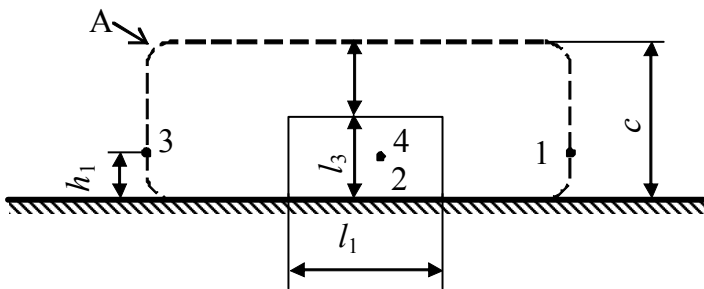


Рис. 4.15. Координати точок вимірювання: A – вимірювальна поверхня шуму; 1...4 – точки вимірювання; l_1 , l_2 , l_3 – розміри джерела, що огинається; a , b , c – розміри, що характеризують вимірювальну поверхню, $a = b = c = r = 1$ м

Визначали середній рівень звукового тиску $Lm(\Gamma A)$ дБА працюючого ΓA

$$Lm(\Gamma A) = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1Li(\Gamma A)}, \quad (4.13)$$

де $Li(\Gamma A)$ – звуковий тиск, дБА; i – точка вимірювання; n – кількість точок вимірювання, $n = 4$.

Вимірювали шум працюючого ΓA^* за відсутності течії РР в гасителі. Шум працюючого ΓA є перешкодою, що впливає на визначення шуму гасителя. При вимірюванні рівня звукового тиску $Li(\Gamma A^*)$, дБА, перешкоди проводимо в тих же точках. За формулою (4.13) знаходили середній рівень звукового тиску перешкоди $Lm(\Gamma A^*)$, дБА. Визначали різницю

$$\Delta L = Lm(\Gamma A) - Lm(\Gamma A^*). \quad (4.14)$$

За різницею ΔL з монограми [44], операції з децибелами, визначили поправку B . Віднімаючи від сумарного середнього рівня звукового тиску $Lm(\Gamma A)$ поправку B , знаходили шуканий рівень шуму ΓA з урахуванням перешкоди.

$$\tilde{Lm}(\Gamma A) = Lm(\Gamma A) - B. \quad (4.15)$$

Постійну величину K , яка враховує вплив відбитого звуку, в дБА, розраховували за формулою

$$K = 10 \lg(1 + 4 A/A_{\text{ек}}), \quad (4.16)$$

де A – площа вимірювальної поверхні, $A = 6,28 \text{ м}^2$; $A_{\text{ек}}$ – еквівалентна площа звукопоглинання в приміщенні, в м^2 , яку знаходили з залежності

$$A_{\text{ек}} = \alpha_{\text{п}} A_{\text{пр}}, \quad (4.17)$$

де $\alpha_{\text{п}}$ – середній коефіцієнт звукопоглинання в приміщенні, $\alpha_{\text{п}} = 0,2$; $A_{\text{пр}}$ – площа обмежуючих поверхонь в приміщенні, включаючи підлогу, м^2 .

Для нашого випадку: $A_{\text{ек}} = 0,2 \cdot 186 = 37,2 \text{ м}^2$. З формули (4.16) найшли постійну K , яка враховує вплив відбиття звуку, дБА, $K = 2,72$. Приймали $K = 2,7$. Визначали різницю

$$\tilde{\tilde{Lm}}(\Gamma A) = \tilde{Lm}(\Gamma A) - K. \quad (4.18)$$

Використовували формулу (4.18), визначали $\tilde{\tilde{Lm}}(\Gamma A)$ для ΓA , що працює при течії РР в гасителі та працюючого ΓA^* за відсутності течії РР в ньому. Корегований рівень звукової потужності L_p , дБА, обчислювали за формулою

$$L_p = \tilde{L}m(\Gamma A) + 10 \lg \frac{A}{A_0},$$

де $\tilde{L}m(\Gamma A)$ – середній рівень звукового тиску з урахуванням поправок або середній рівень звуку на вимірювальній поверхні; A – площа вимірювальної поверхні; A_0 – масштабний коефіцієнт, $A_0 = 1 \text{ м}^2$.

Дослідження шумових характеристик проводили для ГА з гасителем та без нього (замість гасителя в ГА був встановлений трубопровід). Як показали дослідження, рівень звуку в ГА без гасителя становив 84 дБА, а при використанні гасителя – на 4,5 дБА менше. Таким чином, рівень пульсацій тиску в ГА може бути посередньо оцінено рівнем шуму. Використання гасителів пульсацій тиску в ГА зменшує рівень шуму при їх роботі, а отже, покращує один із важливих показників технічного рівня. Отримані результати досліджень шумових характеристик ГА з гасителями пульсацій тиску та без них співпадають з експериментальними даними, отриманими іншими дослідниками, наприклад роботи [139].

РОЗДІЛ 5. МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У СКЛАДІ ГІДРОАГРЕГАТУ

Перед початком проектування гасителя, на основі аналізу структури та значень номінальних параметрів ГА, визначають його робочі параметри. Загальновідомим фактором, що підвищує ефективність розрахунку та проектування будь-яких виробів та пристроїв і дозволяє суттєво підвищити їх характеристики є використання ЕОМ, яка дозволяє значно скоротити час проектування, формалізувати значну частину розрахункових задач і провести оптимізацію конструктивних параметрів. Перед початком розрахунку та проектування гасителя у складі ГА треба проаналізувати характер та параметри пульсацій тиску з виходу об'ємного насоса, визначити робочі параметри ГА, тип і газовміст РР. Розробити математичну модель робочого процесу гасителя, яка є підґрунтям для його розрахунку та проектування.

При розрахунку пружних елементів гасителя використовують методики, наведені в роботах [15, 51, 93, 104, 107, 123], а при оптимізації параметрів – методики, наведені в роботах [9, 74, 105, 114].

5.1. Методика розрахунку і проектування гасителів пульсацій у складі об'ємного гідроагрегату

При проектуванні гасителів пульсацій тиску у складі ГА необхідно враховувати ряд особливостей, обумовлених нестационарними робочими процесами. До таких особливостей слід віднести резонанс, гідравлічний удар і кавітацію. Питання, пов'язані з умовами виникнення кавітації у ГА, досить докладно розглянуті в роботі [29]. Сформульовані в ній рекомендації щодо недопущення кавітації у ГА слід враховувати при проектуванні гасителів.

Внаслідок пульсацій тиску РР у ГА, відносного переміщення частин машини, до яких кріпляться трубопроводи, вібрації в ГА можуть виникнути резонансні коливання трубопроводів. Для усунення цього шкідливого явища в останній час широко використовується блочно-модульний монтаж гідроапаратури. Для запобігання попадання будь-якої ділянки трубопроводу в

резонансний режим коливань, кріплення трубопроводу повинно бути частим, виконаним згідно з рекомендаціями роботи [29]. З метою виключення резонансу необхідно не допускати збіг власних коливань гідроапаратів і частин ГА з частотами пульсацій тиску РР, які є наслідком пульсацій витрати на виході з об'ємного насоса та спрацювання гідроапаратів і виконавчих механізмів.

Крім того, внаслідок швидкого спрацювання розподільчих гідроапаратів, у ГА може виникнути гідравлічний удар, який може пошкодити трубопроводи. Згідно з рекомендаціями, наведеними у роботі [98], для запобігання виникнення гідравлічних ударів та руйнування трубопроводів у гідравлічних системах необхідно: не допускати великих швидкостей РР у трубопроводах та з'єднувальних каналах; обмежити час спрацювання розподільчих гідроапаратів; вибирати відповідну довжину каналу чи трубопроводу; встановлювати у ГА запобіжні клапани та гасителі гідравлічних ударів.

Розроблену методику розрахунку і проектування гасителів пульсацій тиску у складі ГА можна подати у вигляді загальної послідовності розрахунку конструктивних параметрів, з наступною перевіркою динамічних властивостей (рис. 5.1), де наведені вихідні дані та усі операції, які необхідно виконати в процесі розрахунку та проектування, показані взаємозв'язки між операціями.

На першому етапі аналізують гідравлічну схему ГА, визначають конструктивні та робочі параметри виконавчих механізмів та гідравлічної апаратури. Вибирають об'ємний насос, трубопроводи та РР. При цьому, треба мати на увазі, що гаситель повинен мати стандартні з'єднувальні розміри та працювати у визначеному діапазоні тиску. Проводять тепловий розрахунок ГА, визначають діапазон зміни температури РР і її газовміст. Зазначимо, що ці розрахунки проводяться згідно з відомими методиками, наприклад роботи [82], а отримані дані є вихідними для подальшого розрахунку гасителя пульсацій тиску у складі ГА.

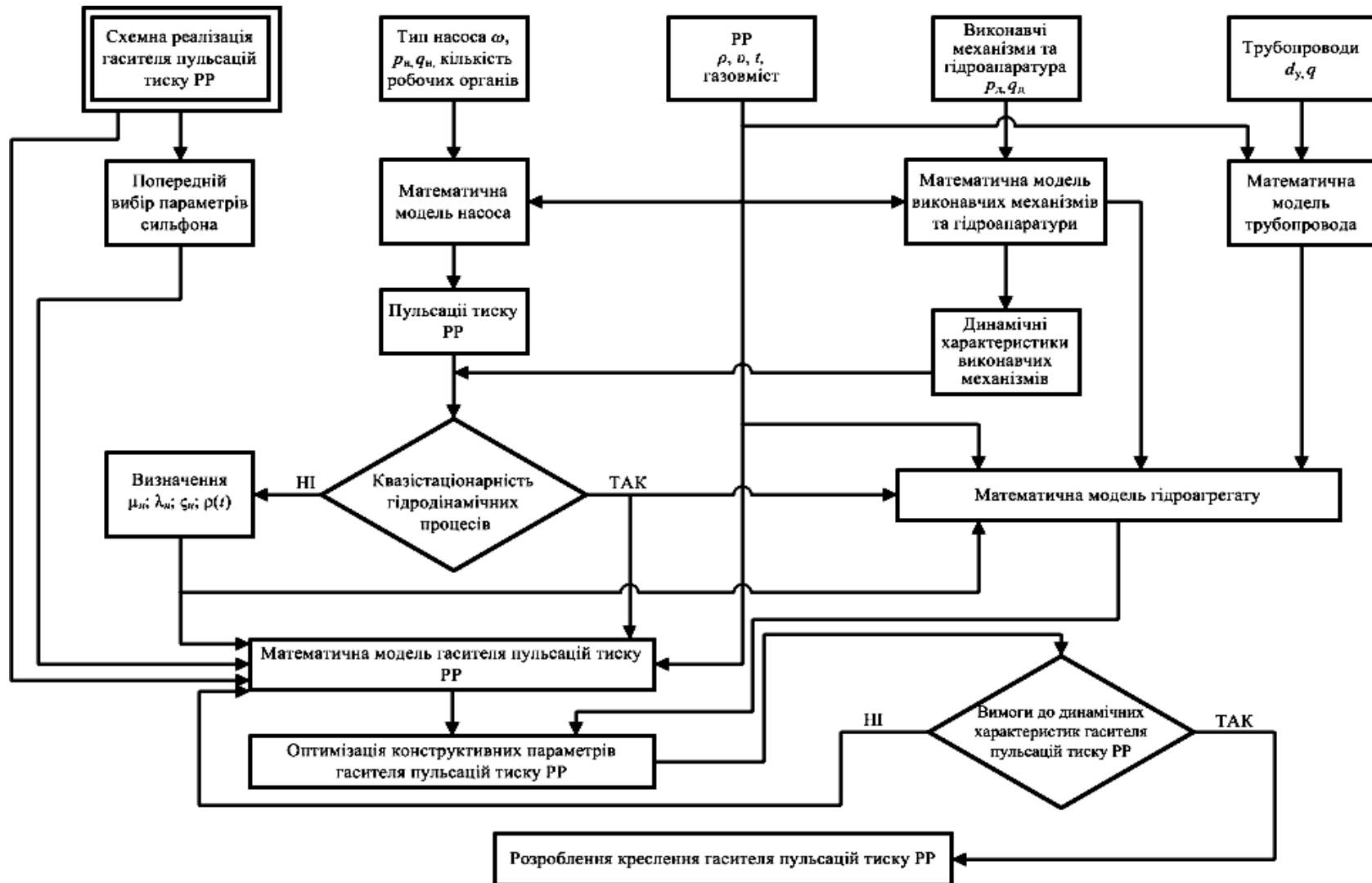


Рис. 5.1. Схема алгоритму розрахунку і проектування гасителя у складі ГА

На другому етапі в разі їх наявності пружних елементів в гасителях, визначають їх характеристики та зміну розмірів під дією тиску, проводять попередній вибір їх конструктивних та робочих параметрів. При проведенні цього етапу треба мати на увазі, що під дією тиску в проточній порожнині гасителя відбувається зміна її об'єму. Ці розрахунки проводять згідно з методиками наведеними в роботах [15, 51, 93, 104, 107, 123]. Обґрунтовують та приймають припущення, записують математичні моделі робочого процесу насоса, виконавчих механізмів, гідравлічної апаратури та трубопроводів. При складанні математичних моделей робочого процесу елементів ГА спираються на сучасні наукові розробки, наведені в провідних фахових виданнях, наприклад в роботах [63, 73, 75, 116] та ін. Визначають пульсації тиску РР у ГА [14] та динамічні характеристики виконавчих механізмів.

На третьому етапі визначають межу квазістаціонарності гідродинамічних процесів у ГА, що враховують при обчисленні коефіцієнтів витрат та втрат, гідравлічного опору тертя та змінної густини РР [11, 76]. Записують математичну модель робочого процесу ГА. Розробляють математичну модель робочого процесу гасителя у складі ГА [5, 10, 12, 17 – 20]. Проводять аналітичне дослідження впливу конструктивних параметрів гасителя на його характеристики.

Дані, отримані на другому та третьому етапах, є вхідними для четвертого етапу, під час виконання якого проводять оптимізацію конструктивних параметрів гасителя пульсацій тиску. Визначають його коефіцієнт гасіння. Проводять перевірку умови відсутності в ГА гідравлічного удару та резонансу. Якщо ці умови не виконуються, коректують параметри гасителя. Ці дії повторюють доти, доки умови відсутності гідравлічного удару та резонансу не будуть виконані.

П'ятий етап передбачає перевірку вимог щодо статичних та динамічних характеристик гасителя. Якщо ці вимоги виконані не в повному обсязі, то повертаються до виконання оптимізації параметрів гасителя (перша частина четвертого етапу) та етапу три, в якому в математичній моделі робочого процесу гасителя уточнюють значення параметрів пружних елементів. Проводять повторну оптимізацію його параметрів.

При виконанні вимог щодо статичних та динамічних характеристик гасителя, на шостому етапі виконують розробку креслень його загального вигляду та окремих деталей. При цьому треба враховувати технологічність конструкції та можливості заводу виробника.

На заключному етапі проектування гасителів пульсацій тиску розраховують їх надійність, оцінюють економічну ефективність. Зауважимо, що залежно від вимог до гасителя математична модель його робочого процесу може спрощуватися чи ускладнюватися. Причому спрощення, зазвичай, здійснюється шляхом прийняття якоїсь кількості параметрів сталими, нехтуванням втрат у каналах гасителя, зміною модуля пружності РР тощо.

Розроблена методика розрахунку і проектування гасителів пульсацій тиску у складі об'ємного ГА, яка суттєво доповнює існуючі методики їх проектування та на відміну від них враховує складні гідродинамічні процеси в ГА, динамічні характеристики виконавчих механізмів, параметри пружних елементів, реальний характер пульсацій тиску в ГА та характеристики РР, що дозволяє підвищити точність математичних моделей реальному об'єкту. Вона дозволяє створити цілу низку конструкцій таких гасителів, використання яких в сучасних ГА дозволить суттєво підвищити експлуатаційні характеристики та конкурентоспроможність останніх.

5.2. Надійність та економічна ефективність гасителів пульсацій тиску

Створення конкурентноспроможної продукції неможливе без підвищення надійності виробничого устаткування. Надійність є одним із найважливіших показників якості і конкурентоспроможності гасителів пульсацій тиску. Їх відмови призводять до непланових ремонтів та простоїв технологічного обладнання, це зменшує величину прибутку за рахунок зменшення обсягів виробництва, збільшує собівартість товарів у результаті зростання умовно-постійних витрат на одиницю продукції та інші види витрат.

До основних показників надійності ГА та їх елементів слід віднести імовірність безвідмовної роботи, інтенсивність відмов, термін безвідмовної роботи, 90 %-ний ресурс. Фактори, що визначають надійність ГА, достатньо

висвітлені в науково-технічній літературі, зокрема в [117]. Вони можуть бути поділені на три групи.

До першої групи належать фактори, що не залежать від споживачів, – це конструкція та якість виготовлення. Ці фактори цілком і повністю обумовлені процесами розробки конструкції та виробництва гасителів.

До другої групи належать фактори, що лише частково залежать від споживачів, – режим експлуатації та якість експлуатаційних матеріалів.

До третьої належать фактори, що повністю залежать від споживачів, – організація та якість обслуговування, а також якість ремонту. Ці фактори в сполученні з якістю експлуатаційних матеріалів характеризують культуру експлуатації.

Оскільки відмови гасителів відбуваються під впливом великої кількості факторів конструктивного, виробничого та експлуатаційного характеру, то й проблема підвищення надійності повинна вирішуватися комплексно на всіх стадіях його життєвого циклу. Зауважимо, що дані щодо дефектації гасителів у науково-технічній літературі відсутні. Тому їх надійність може бути визначена через надійність окремих його елементів, для яких визначені інтенсивності відмов. У загальному випадку конструктивно гасителі пульсацій тиску складаються з трубопроводів, порожнин, каналів, гідравлічних дроселів та пружних елементів – мембран, сильфонів, пружин, сполучених послідовно-паралельно. У додатку А, табл. А.6 наведені інтенсивності відмов елементів гасителів та деяких об'ємних насосів.

Аналіз середніх значень інтенсивності відмов гасителів з пружними елементами (додаток А табл. А.6), вважаючи, що вони з'єднані послідовно, вказує, що їх надійність не менше за надійність об'ємного насоса. При цьому найменш надійним елементом гасителів пульсацій тиску є пружні елементи. Таким чином, підвищення надійності гасителів лежить в площині підвищення надійності їх пружних елементів. Розрахунок надійності пасивних гасителів пульсацій зроблено нами в статті [59].

При розрахунку надійності гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів використовували метод структурних схем [22]. Відповідно до якого приймали, що всі елементи гасителя є одновідмовні та

відмови елементів незалежні. Відомі також зв'язки між окремими елементами та час їх функціонування. Вважали, що однотипні елементи є рівнонадійні, режими їх роботи відповідають номінальним, а параметри оточуючого середовища – технічним вимогам. Вважали, що інтенсивність відмов не залежить від часу та справедливий експоненціальний закон надійності [117]

$$P(t) = \exp(-\lambda t), \quad (5.1)$$

де t – заданий час роботи; $P(t)$ – імовірність безвідмовної роботи елемента; λ – інтенсивність відмов.

Зазначимо, що розрахунок імовірності безвідмовної роботи згідно з залежності (5.1) правомірний для елементів, що не відновлюються та таких систем. Для відновлюваних елементів залежність (5.1) дає занижені результати, однак, маючи на увазі невизначеність часу відновлення, в подальших розрахунках використовували (5.1). Імовірність безвідмовної роботи для структурної схеми будь-якої системи, яка містить k паралельних ланок, у кожній з яких n елементів визначали за формулою [117]

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^k \left[1 - \prod_{j=1}^n P_{ij}(t) \right], \quad (5.2)$$

де $P_{ij}(t)$ – імовірність безвідмовної роботи i -го елемента.

Структурну схему гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів подавали у вигляді, рис. 5.2. Відмітимо, що тип з'єднання елементів у структурній схемі залежить від впливу окремих елементів на працездатність пристрою й не завжди збігається з монтажним з'єднанням. Розрахунки проводили для 10000 годин безперервної роботи гасителя. Як видно з результатів розрахунку (табл. 5.1), гаситель з автоматичним підстроюванням параметрів має високу надійність.

Точність розрахункових значень імовірності безвідмовної роботи гасителя, яка характеризується дисперсією G_P , розрахунок якої, у відповідності до структурної схеми, проводили за формулою [34]

$$G_P^2 = t^2 \left(\sum_{i=1}^S k_i^2 n_i^2 \lambda_i^2 + 2 \sum_{i=1}^S k_i n_i \lambda_i \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^S k_j n_j \lambda_j \right) e^{-2t \sum_{i=1}^S n_i \lambda_i}, \quad (5.3)$$

де $k_i = \frac{\lambda_{i\max} - \lambda_{i\min}}{6\lambda_i}$; $\lambda_{i\max}$ та $\lambda_{i\min}$ – відповідно, максимальна та мінімальна інтенсивності відмов i -того елемента; λ_i – інтенсивність відмови i -ого елемента; t – час роботи; S – кількість груп елементів у гідравлічному пристрої; n_i – кількість елементів у i -тій групі.

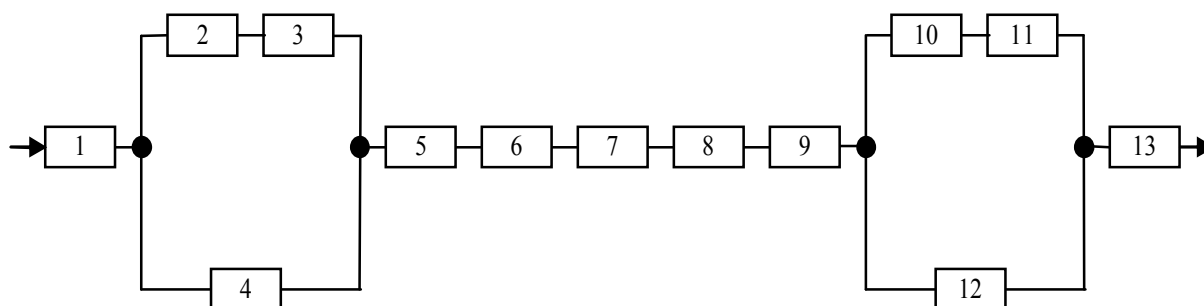


Рис. 5.2. Структурна схема гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів: 1, 4, 12, 13 – трубопроводи; 2, 10 – пружні елементи (сильфони, пружини); 3, 11 – отвори; 5, 9 – відгалуження; 6, 8 – камери; 7 – перегородка

Таблиця 5.1 – Імовірність безвідмовної роботи гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів

Гаситель, елемент гасителя	$\lambda \cdot 10^{-6}, 1/\text{год}$			$P(10000)$		
	λ_{\min}	$\lambda_{\text{ср}}$	λ_{\max}	макс.	серед.	мін.
Сильфон, $\lambda_{\text{с}}$	0,3	0,3	0,31	-	-	-
Пружина, $\lambda_{\text{п}}$	0,19	0,22	0,42	-	-	-
Трубопровід, $\lambda_{\text{т}}$	0,18	0,18	0,324	-	-	-
Відгалуження, $\lambda_{\text{в}}$	0,03	0,03	0,031	-	-	-
Камера, $\lambda_{\text{к}}$	0,18	0,18	0,324	-	-	-
Отвори, $\lambda_{\text{о}}$	0,1	0,6	0,9	-	-	-
Вузол сильфон-пружина	-	-	-	0,995	0,995	0,993
Вузол трубопровід-сильфон-пружина	-	-	-	0,993	0,993	0,989
Гаситель	-	-	-	0,979	0,930	0,893

Мінімальне, середнє та максимальне значення $G_P^2 \cdot 10^2$ відповідно становило: 0,073, 0,031 та 0,014. Розрахунковим шляхом встановлено, що імовірність безвідмовної роботи гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів значною мірою залежить від надійності пружних елементів.

Розглядаючи різні типи гасителів пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів, проводили порівняння їх надійності. Тип I – розроблений гаситель з автоматичним підстроюванням параметрів. Тип II – гаситель, що відрізнявся від типу I тим, що замість сильфонів в ньому були розміщені циліндри, об'єм яких дорівнює об'єму сильфонів. Тип III – гаситель, що відрізнявся від типу I тим, що у нього всі елементи виконані на межі технологічних допусків – мають максимальні значення інтенсивності відмов.

Для порівняння надійності використовували залежність (5.2) та дані з табл. А.6 додатку А і визначили їх імовірності безвідмовної роботи (табл. 5.2).

Знаючи імовірності безвідмовної роботи гасителів різних типів та сумарну інтенсивність відмов, визначили термін їх безвідмовної роботи

$$T = 1/\Lambda, \quad (5.4)$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов гасителя.

Приймали імовірність безвідмовної роботи гасителя типу II (без пружних елементів) за 100 % та визначали наскільки пружні елементи зменшують його надійність.

Таблиця 5.2 – Імовірність та термін безвідмовної роботи гасителів різних типів

Тип гасителя	$P(10000)$	%	T , год	%
I	0,930	98,94	142045	85,23
II	0,94	100	166667	100
III	0,893	95,0	93179	55,91

За результатами розрахунку імовірність безвідмовної роботи розробленого гасителя пульсацій тиску за 10000 годин становить 0,930, а термін безвідмовної роботи – 142045 годин (табл. 5.2). Наявність пружних елементів в гасителі зменшує імовірність безвідмовної роботи на 1,06 % та термін безвідмовної роботи майже на 15 %. Таким чином, підвищення надійності таких гасителів лежить в площині підвищення надійності пружних елементів та позначається на його собівартості. Таким чином, показники надійності та економічної ефективності пов'язані між собою, а їх визначення треба здійснювати шляхом оптимізації.

Наведені вище дані можуть служити для аналізу та порівняння з показниками надійності гасителів з пружними елементами. Однак, слід зауважити, що дані відносно інтенсивності відмов елементів гасителів, трубопроводів, каналів, камер, отворів, визначені з літературних джерел, не враховують їх складні умови праці (наявність значних пульсацій тиску) і в кожному конкретному випадку повинні визначатися за результатами експлуатації. Зазначимо, що наведені в літературних джерелах дані щодо інтенсивності відмов гідравлічних елементів та пристроїв є орієнтовними [27].

5.2.1. Оцінка економічної ефективності гасителя

Оцінку ефективності гасителя здійснюють порівнянням сукупності найважливіших показників його якості з відповідною сукупністю показників базового зразка, який характеризує оптимальний рівень якості продукції даного виду і типорозміру [41]. Розглядали розроблений гаситель з автоматичним підстроюванням параметрів, встановлений в ГА стенда для випробувань гідроапаратури [24, 106]. В умовах ринкової економіки найважливішим показником, який визначає доцільність виробництва і впровадження в промисловість розробленого гасителя, є економічний ефект. Зазначимо, що під ефектом, зазвичай, розуміють різницю між результатами та витратами, або абсолютну величину вигоди, одержаної від впровадження наукових розробок. В умовах товарно-грошових відносин виміром ефекту є грошова одиниця. Всі розрахунки проводили за станом цін на 01.07.2010 р.

Госпрозрахунковий економічний ефект. Визначали масу прибутку, яка є синтетичним показником діяльності підприємства і найбільш поширеним показником визначення ефекту при виконанні проектних робіт. Комерційний ефект на основі маси прибутку розраховували, як величину залишкового прибутку Π , що залишається у розпорядженні підприємства [131]

$$\Pi = \sum_{i=1}^t (P_t - Z_t - H_{\text{пр}t}) \alpha_t,$$

де t – період випуску і реалізації виробу, приймали $t = 5$ років; Z_t – вартісна оцінка витрат на виробництво виробу в t -му періоді; P_t – вартісна оцінка результатів виробництва в t -му періоді; $H_{\text{пр}t}$ – податок на прибуток в t -му періоді; α_t – коефіцієнт дисконтування результатів, який враховує фактор часу, і який розраховували згідно з залежністю [80]

$$\alpha_t = 1 / (1 + E_{\text{пр}}^*)^{t_1 - 1},$$

де $E_{\text{пр}}^*$ – коефіцієнт приведення результатів і витрат, зіставлений з урахуванням фактору часу, $E_{\text{пр}}^* = 0,1$ [80]; t_1 – кількість років, що відокремлюють результати даного року від кінця розрахункового періоду.

Величину вартісної оцінки результатів виробництва в t -му періоді визначали за формулою [131]

$$P_t = \Pi_{\text{од}} N_{\text{ф}},$$

де $\Pi_{\text{од}}$ – ціна одиниці виробу, що проектується [89]; фактичний річний об'єм продаж $N_{\text{ф}}$ з урахуванням ступеня ризику $\beta = 5 \%$, який визначали за формулою

$$N_{\text{ф}} = N_{\text{річ}} (1 - \beta / 100),$$

де: $N_{\text{річ}}$ – річний об'єм випуску гасителів, приймали $N_{\text{річ}} = 50$ шт.

Величину вартісної оцінки витрат на виробництво виробу в t -му періоді визначали за формулою

$$Z_t = C_{\text{повн}} N_{\text{річ}},$$

де $C_{\text{повн}}$ – повна собівартість одиниці продукції, яка визначалась з [89].

Величину податку на прибуток розраховували за формулою [131]

$$H_{\text{прт}} = \frac{(P_t - 3_t)\% H_{\text{прт}}}{100},$$

де $\% H_{\text{прт}}$ – затверджений відсоток податку на прибуток, $\% H_{\text{прт}} = 25 \%$.

Розрахунок величини залишкового прибутку П, що залишається у розпорядженні підприємства, проводили для гасителя та ГА стенда для випробування гідроапаратури з гасителем [106] (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 – Результати розрахунку величини залишкового прибутку П, що залишається у розпорядженні підприємства при реалізації гасителя та ГА стенда для випробування гідроапаратури з гасителем

	Показник, в грн.								
	Ц _{од}	N _{річ}	N _ф	C _{повн}	З _t	P _t	H _{прт}	П	П/5
Гаситель	1554	50	47	1243	62150	73038	2722	54793,9	10959
ГА з гасителем	45760	5	5	36602	183020	228800	11445	230388	46078

З табл. 5.3 видно, що при реалізації 50 гасителів величина залишкового прибутку П, що залишається у розпорядженні підприємства становить 10958,77 грн. у рік, (одного гасителя – 219 грн. у рік), а 5 ГА стендів для випробування гідроапаратури з гасителем – 46077,57 грн. в рік (одного ГА стенда для випробування гідроапаратури з гасителем – 9215,5 грн. у рік). Таким чином, виробництво розробленого гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів та ГА стенда для випробування гідроапаратури з цим гасителем є цілком економічно обґрунтованим.

Оцінку конкурентоспроможності розробленого гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів та ГА стенда для випробування гідроапаратури з таким гасителем проводили за показниками їх технічного рівня. Для цього параметри розробленого гасителя зіставляли з аналогічними параметрами гасителя без пружних елементів, який приймали в якості етало-

на. Значення показників технічного рівня визначали розрахунковим методом за нормативно-технічною документацією. Зауважимо, що у відповідності з [41] оцінку пристрою проводять за тим показником, за яким є дані у аналога.

Ступінь відповідності параметрів оцінюваного виробу-еталона розраховували за формулою [131]

$$I_i = P_i / P_i^e ,$$

де I_i – параметричний індекс i -го параметра; P_i та P_i^e – відповідно значення i -го споживацького параметра оцінюваного виробу і виробу еталона.

Відносний показник рівня звуку визначали за формулою [41]

$$L = 10^{\frac{\Delta p}{20}} ,$$

де Δp – різниця тисків у ГА.

Значення відносного показника рівня звуку визначали за таблицями, наведеними в [41], у залежності від точності підтримування тиску в ГА.

Зведений індекс показників технічного рівня розраховували за формулою

$$I_u = \sum_{i=1}^n B_i I_i ,$$

де I_i – величина параметричного індексу i -го параметра; B_i – величина вагомості i -го параметра.

Рівень показників технічного рівня виробу визначали за формулою

$$K = I_B / I_{Ba} , \quad (5.5)$$

де I_{Ba} – зведений індекс показників технічного рівня виробу-аналога.

При розрахунку показників технічного рівня приймали, що номінальні значення тиску, витрати, ККД та надійність аналога, проекту і еталона однакові.

Зведений індекс показника технічного рівня розробленого гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів становить 0,9746. За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня виробу (табл.

5.4), за залежністю (5.5) визначили конкурентоспроможність розробленого гасителя. $K = 1,04$, тобто розроблений гаситель за показниками технічного рівня перевищує виріб-аналог.

Підвищення технічного рівня ГА стенда для випробування гідроапаратури з гасителем пульсацій тиску (табл. 5.5) обумовлено тим, що використання гасителя дозволило підвищити точність підтримання в ньому тиску та зменшити рівень шуму. За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня ГА стенда для випробування гідроапаратури з гасителем (табл. 5.5) він становить 0,9946, за класифікацією [41] за технічним рівнем відповідає кращим аналогам. Конкурентоспроможність розробленого ГА стенда для випробування гідроапаратури з гасителем $K = 1,064$, тобто за показниками технічного рівня він перевищує виріб-аналог.

Таблиця 5.4 – Оцінка показників технічного рівня розробленого гасителя

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	Аналог	Проект	Еталон	Аналог	Проект		Аналог	Проект
1. Коефіцієнт гасіння	6	8	10	0,6	0,8	0,1	0,06	0,08
2. Перевищення тиску від номінального при різкому перевантаженні ГА, %	10	7	7	0,7	1,0	0,05	0,035	0,05
3. Маса гасителя, кг	3,5	3,7	3,5	1,0	0,946	0,1	0,1	0,0946
4. Відносний рівень звука	1,7	1,4	1,4	0,82	1,0	0,05	0,041	0,05
5. Однакові показники	-	-	-	1,0	1,0	0,7	0,7	0,7
Комплексний показник	-	-	-	-	-	1	0,936	0,9746

Таблиця 5.5 – Оцінка показників технічного рівня ГА стенда для випробування гідроапаратури з гасителем

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	Аналог	Проект	Еталон	Аналог	Проект		Аналог	Проект
1. Точність підтримання тиску в ГА, %	7,93	3,7	3,5	0,44	0,946	0,1	0,044	0,095
2. Відносний рівень звука	1,7	1,4	1,4	0,82	1,0	0,05	0,041	0,05
3. Однакові показники	-	-	-	1,0	1,0	0,85	0,85	0,85
Комплексний показник	-	-	-	-	-	1	0,935	0,995

5.2.2. Економічна оцінка надійності гасителів при їх розробці та експлуатації

Економічну ефективність підвищення надійності гасителів визначали на основі загального принципу зіставлення результатів і витрат. Збільшення надійності гасителів пов'язане зі збільшенням витрат на їх виробництво і відповідно до їх цін. Це призводить до зростання витрат на їх придбання у споживачів і амортизаційних відрахувань на реновацію. Однак, вони звичайно перекриваються перевагами в експлуатації. До них належать зменшення витрат на ремонти з відновлення працездатності ГА та величини матеріальних збитків при їх відмовах.

Розрахунок економічної ефективності гасителя базується на використанні поширених показників величин фактичного та попереднього ефекту нововведень [132]. Серед них – маса і норма прибутку, чиста поточна вартість та коефіцієнт чистої поточної вартості – $K_{чпв}$, внутрішня норма доходності та ін. Ефект у виробництві розраховували як різницю витрат і відповідно ціни при різних рівнях надійності гасителя і перевагами, які отримує

споживач при підвищенні його надійності. Слід зазначити, що для гасителів пульсацій тиску характерна наявність значної номенклатури типових елементів. Тому залежність величини собівартості їх виготовлення від рівня їх надійності є величиною дискретною.

В основу даних розрахунків закладено необхідність оптимізації техніко-економічних параметрів гасителя, що дозволяє встановити раціональні границі їх підвищення на основі розрахунку величини економічного ефекту від виробництва та використання виробів із різним рівнем їх техніко-економічних параметрів. Використовували метод функціонально-вартісного аналізу, на основі якого визначали найбільш раціональні шляхи підвищення надійності конструкції гасителя. При використанні цього методу досить повно враховуються економічні наслідки від відмови гасителя. Проводили оптимізацію одного з найважливіших показників надійності гасителя – інтенсивності відмов, який характеризує як витрати на ремонт, так і величину економічних збитків, що мають місце у результаті відмови промислових зразків. Цільова функція для розв'язання даної задачі має вигляд [132]:

$$B = K_p C_i C_{tm} (\alpha_t + H_{ai}) + n_{pri} t_{bi} \alpha + C_{toi} + C_{vni} + C_{ini} \rightarrow \min, \quad (5.6)$$

де B – величина приведених витрат при визначенні величини попереднього ефекту гасителя або величина їх ціни у першому наближенні; K_p – коефіцієнт, що враховує перевищення ціни над собівартістю (рівень рентабельності), $K_p = 1,25$ [131]; C_i – собівартість виготовлення i -го гасителя або його елемента; C_{tm} – коефіцієнт, що враховує витрати на монтаж та транспортування виробу споживачу, $C_{tm} = 1,04$ [131]; α_t – коефіцієнт дисконтування, який враховує фактор часу, на сьогодні його чисельна величина в Україні може бути прийнята у розмірі 0,1; H_{ai} – норма амортизації i -го гасителя на реновацію у відсотках від відпускної ціни гасителя, $H_{ai} = 15\%$ [131]; n_{pri} – кількість простоїв з провини відмови i -го гасителя чи протягом року, визначається на основі теорії надійності; t_{bi} – середній час відбудови i -го гасителя чи його елемента; α – часові витрати від відмови гасителя; C_{toi} – витра-

ти на технічне обслуговування i -го гасителя; $C_{\text{вн}i}$ – витрати на непланові ремонти i -го гасителя; $C_{\text{ін}i}$ – інші витрати, що мають місце в конкретних умовах експлуатації гасителя.

Оскільки конструктивно гаситель є гідравлічним пристроєм, який вбудовано в ГА безпосередньо за насосом, при визначенні величини приведених витрат B приймали, що середній час відбудови i -го гасителя чи його елемента $t_{\text{в}i}$, часові витрати від відмови гасителя α , витрати на технічне обслуговування i -го гасителя $C_{\text{то}i}$ та інші витрати $C_{\text{ін}i}$, які залежать від конкретних умов експлуатації гасителя, кваліфікації обслуговуючого персоналу та оснащення підприємства і для варіантів, що розглядаються, є однаковими. Це дозволило цільову функцію (5.6) записати у вигляді

$$B = K_p C_i C_{\text{тм}} (E_t + H_{\text{а}i}) + n_{\text{пр}i} t_{\text{в}i} \alpha + C_{\text{вн}i} \rightarrow \min. \quad (5.7)$$

За аналізом літературних джерел приймали: середній час відновлення i -го гасителя чи його елемента $t_{\text{в}i} = 2,4$ години; часові витрати від відмови гасителя $\alpha = 18,8$ грн/год; кількість простоїв з провини відмови i -го гасителя $n_{\text{пр}i} = \frac{1,3}{P(t)}$ 1/імовірність безвідмовної роботи гасителя; витрати на непланові ремонти i -го гасителя $C_{\text{вн}i} = \frac{410}{P(t)}$ грн/імовірність безвідмовної роботи гасителя.

Собівартість виготовлення i -го гасителя визначали за залежністю [131]

$$C_i = C_{\text{пит}} P(t),$$

де $C_{\text{пит}}$ – питома собівартість гасителя-аналога, $C_{\text{пит}} = 1253$ грн/імовірність безвідмовної роботи гасителя; $P(t)$ – величина імовірності безвідмовної роботи гасителя (основного технічного параметра), розрахована за (5.2).

При розрахунку імовірності безвідмовної роботи гасителя варійованими параметрами були значення інтенсивності відмов окремих його елементів, які обмежували їх крайніми значеннями, згідно з табл. 5.1.

В якості параметричного обмеження приймали $0 < P(t) \leq 1$.

У загальному випадку мінімум функції (5.6) може бути знайдений за допомогою програм, наведених у роботі [28], наприклад методом найшвидшого спуску. Визначення цільової функції в крайніх точках надійності, при імовірності безвідмовної роботи гасителя, що дорівнює 0,979 та 0,893 показало, що вона відповідно становить 2472,04 грн. та 2342,92 грн. Таким чином, мінімальним витратам на ремонт і величині економічних збитків відповідає мінімальне значення інтенсивності відмов розробленого гасителя.

Аналіз залежності величини приведених витрат, проведений за формулою (5.7), показує, що зі зменшенням надійності гасителя зменшується перший додток, який становить добуток рівня рентабельності, собівартості виготовлення гасителя, коефіцієнта, що враховує витрати на монтаж та транспортування, на суму коефіцієнта дисконтування і норми амортизації на реновацію. При цьому збільшуються два інших додатка, які характеризують добуток кількості простоїв з провини відмови гасителя на середній час його відбудови і часові витрати від цієї відмови та витрати на непланові ремонти. Прирівнявши перший додток з двома іншими, визначили граничний рівень імовірності безвідмовної роботи гасителя (надійності). Згідно з розрахунками він становить $P_{\text{грн}}(t) = 0,48$, а імовірність безвідмовної роботи гасителя типу III, у якого всі елементи виконані на межі технологічних допусків, мають максимальні значення інтенсивності відмов, $P(t) = 0,893$. За результатами розрахунку мінімальне значення імовірності безвідмовної роботи розробленого гасителя в 1,86 рази перевищує граничне значення. Таким чином, надійність розробленого гасителя достатньо висока.

5.2.3. Склад економічних збитків при експлуатації гасителя в гідроагрегаті стенда для випробувань гідроапаратів

При виході з ладу гасителя порушується робота ГА стенда для випробувань гідроапаратів. Оскільки такі стенди використовуються переважно на підприємствах, що випускають гідроапаратуру, вартісні розрахунки ефекту виконували для стенда, встановленого на АТ “Гідроапаратура”. Відмітимо, що рівень надійності гасителя впливає не тільки на величину витрат на їх

ремонти та обслуговування. Їх відмова призводить до простою стенда, що, в свою чергу, викликає збитки, пов'язані зі зниженням випуску гідроапаратів.

Економічну оцінку величини матеріальних збитків у споживача Z_3 виконували на основі використання правила тотожності зіставлення величин ефектів за варіантами. При цьому всі види збитків, пов'язані з простоями стенда, розраховували у порівнянні з їх нормативною продуктивністю за відсутністю відмов та її величиною за наявності відмов. Використовували методику, наведену в роботі [132].

Зростання капіталовкладень ΔK у зв'язку з необхідністю створення додаткових виробничих потужностей, у результаті недовикористання існуючого стенда, та відмовою гасителя розраховували за формулою

$$\Delta K = K_1 P_d T_{пр}, \quad (5.8)$$

де K_1 – питомі капітальні витрати на виробництво одного гідроапарата, 423 грн.; P_d – добова продуктивність стенда, 14 шт./добу; $T_{пр}$ – кількість діб простою стенда на рік у зв'язку з відмовою гасителя, 0,07 діб/рік.

Підставляли дані в формулу (5.8) та отримали $\Delta K = 414,5$ грн. Втрати прибутку $\Delta П$ визначали, як різницю між ціною $Ц_1$ та середньою собівартістю C_1 одного гідроапарата на множину часу простою обладнання та добою продуктивністю за залежністю

$$\Delta П = (Ц_1 - C_1) T_{пр} P_d. \quad (5.9)$$

В формулі (5.9) різницю $(Ц_1 - C_1)$ представляли, як $Ц_1 \% Пр$, де $\% Пр$ – відсоток прибутку у ціні на гідроапарат. Підставляли дані в формулу (5.9) та отримали $\Delta П = 192,6$ грн.

Експлуатаційні збитки при відмові гасителя ΔE розраховували за формулою

$$\Delta E = C_p + \Delta A + \Delta НВ, \quad (5.10)$$

де C_p – річні витрати на усунення раптових відмов гасителя; ΔA – недоамортизація обладнання на одиницю продукції у результаті зменшення випуску гідроапаратів; $\Delta НВ$ – зростання накладних витрат у собівартості одного гідроапарата у зв'язку з простоєм стенда.

Складові, які входять до рівняння (5.10), визначали за наступними формулами

$$C_p = n_b [C_m + 3П_p t_p (1 + \% 3П) + 3П_{1г} t_p \% НВ],$$

де n_b – кількість відмов гасителя, од./рік; C_m – вартість матеріалів на один ремонт, грн./од.; $3П_p$ – заробітна плата ремонтного персоналу, грн./рік; $\% 3П$ – нарахування на заробітну плату у відсотках $3П_{1г}$ – годинна заробітна плата ремонтників, грн./год.; t_p – час заміни гасителя, год/од.; $\% НВ$ – відсоток накладних витрат до заробітної плати;

$$\Delta A = \frac{Ц_{об} H_a T_{пр}}{\Phi_d},$$

де H_a – норма амортизації обладнання, 15 %; Φ_d – дійсний річний фонд роботи обладнання, діб/рік;

$$\Delta НВ = \frac{Ц_1 (1 - \% Пр) \gamma НК П_d \Phi_d T_{пр}}{\Phi_d},$$

де $\% Пр$ – відсоток прибутку у ціні на один гідроапарат, 0,32; $\gamma НК$ – питома вага накладних витрат у собівартості одного гідроапарата, 0,15.

Визначали окремі складові, що входять до формули (5.10). У результаті розрахунку отримали: $C_p = 45,3$ грн.; $\Delta A = 0,5$ грн.; $\Delta НВ = 125,95$ грн, тоді отримали $\Delta E = 171,75$ грн.

Таким чином, економічні збитки при експлуатації гасителя в ГА сте-нда для випробувань гідроапаратів становлять: зростання капіталовкладень у зв'язку із необхідністю створення додаткових виробничих потужностей – 414,5 грн; втрати прибутку – 192,6 грн; експлуатаційні збитки – 171,75 грн. Найбільш питому вагу збитків складають втрати на додаткові капіталовкладення, які більше ніж 53 %, та втрати прибутку підприємства за час відновлення стенду, які майже 25 % (табл. 5.6). Зауважимо, що абсолютні величини збитків збільшуються при випуску гідроапаратів з більш високою ціною.

Таблиця 5.6 – Втрати споживачів та їх питома вага

	Додаткові капітало-вкладення	Втрати прибутку	Експлуатаційні збитки				Загальна сума збитків
			Непланові ремонти	Недоамортизація	Зростання накладних витрат	Загальна сума	
грн	414,5	192,6	45,3	0,5	125,95	171,75	778,85
%	53,22	24,73	5,82	0,06	16,17	22,05	100

Отримані результати дозволяють в подальшому розрахувати та оптимізувати збитки при використанні гасителів в інших ГА.

ЗАКІНЧЕННЯ

Гасителі пульсацій тиску все більше знаходять застосування в сучасних ГА, особливо в тих галузях промисловості де існують досить жорсткі вимоги до рівня шуму та вібрації. Це пояснюється, в першу чергу, простотою їх конструкцій, високою надійністю, простотою в обслуговуванні та експлуатації. Застосування гасителів різних типів дозволяє ефективно гасити пульсації тиску в достатньо широкому діапазоні частот.

Доведено, що найбільш перспективним напрямком подальшого удосконалення гасителів є профілювання проточних камер та виконання їх комбінованого типу з пружними елементами зі змінною жорсткістю. Це дозволяє підвищити їх коефіцієнт гасіння та автоматично підстроюватися до зміни тиску РР у ГА. Розроблено конструкцію такого гасителя.

Розроблені математичні моделі робочого процесу в окремих елементах та гасителях пульсацій тиску у складі ГА, які базуються на їх декомпозиції на вузли та зосередженні параметрів і комплексно, у порівнянні з раніше відомими, враховують такі фактори, як: нестаціонарність гідромеханічних процесів, властивості РР, перемінність коефіцієнтів витрат, використання яких дозволяє більш докладно визначити вплив конструктивних і робочих параметрів гасителів на характеристики, провести їх раціональний вибір. Співставлення результатів розрахунку з експериментом показало, що похибка розрахунків не перевищує 5 %, чим і визначається правомірність їх використання.

Виявлені такі особливості робочого процесу гасителів пульсацій тиску:

- суттєвий вплив на характеристики гасителів мають параметри РР, а саме її газовміст;
- не тільки амплітуда і частота пульсацій витрати РР з виходу об'ємного насоса, а і їх форма впливає на коефіцієнт гасіння гасителя, що дозволяє підвищити точність його визначення. Для гасіння пульсацій тиску РР, які мають складну форму, пропонується використовувати комбіновані гасителі;

– в процесі функціонування ГА коефіцієнт гасіння гасителя має пульсуючий характер, причому частота його коливань значно перевищує частоту пульсацій тиску РР, а амплітуда нескінченно мала від його усталеного значення.

Встановлено граничне значення імовірності безвідмовної роботи гасителя з автоматичним підстроюванням параметрів за 10000 год, яке в 1,86 рази перевищує його мінімальне значення, таким чином доведено його високу надійність.

Доведено економічну ефективність від впровадження у виробництво і промисловість розроблених гасителів пульсацій тиску. Встановлено склад економічних збитків при експлуатації гасителя в ГА стенда для випробувань гідроапаратів. Це дозволяє в подальшому розрахувати та оптимізувати збитки при використанні гасителів в інших ГА.

Розроблено інженерну методику розрахунку та проектування гасителів пульсацій тиску у складі ГА, яка дозволяє прискорити створення і впровадження нових і модернізованих зразків гасителів, для забезпечення ефективного гасіння пульсацій РР у широкому діапазоні зміни тиску та витрати у ГА.

Розроблені наукові положення та отримані результати дозволяють у подальшому: створювати математичні моделі і досліджувати робочі процеси в проточних елементах об'ємних ГА, які з конструктивної та інформаційної точки зору мають ряд спільних ознак з гасителями пульсацій тиску, що дозволяє скоротити час їх проектування.

За розробленою методикою проектування гасителів пульсацій тиску створено ряд гасителів, які знайшли своє застосування на ряді промислових підприємств. Так розроблений гаситель пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів, прийнятий до впровадження у виробництво, а методика його проектування включена до складу системи автоматизованого проектування гідравлічних пристроїв у СП ЗАТ “ХЕМЗ-ІРЕС” (м. Харків). Розроблені методики розрахунку та проектування гасителів у складі ГА впроваджені в проектно-конструкторські роботи АТ “Гідроапаратура” (м. Харків), а гаситель пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням па-

раметрів рекомендовано до включення в номенклатуру виробництва. Розроблений гаситель встановлено при модернізації в насосну станцію токарного верстата з ЧПУ моделі 16K20T1 на ЗАТ “РЕММАШБУД” (м. Харків), що дозволило підвищити точність верстата, зменшити рівень вібрації та шуму. Математичні моделі робочого процесу в гасителях пульсацій тиску використовуються у навчальному процесі за спеціальністю “Гідравлічні і пневматичні машини” у НТУ “ХП”.

Наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень гасителів різних типів не є вичерпуючими. Необхідні подальші дослідження гасителів з метою отримання їх оптимальних конструкцій за енергетичними та економічними показниками. Достатньо складною та мало дослідженою областю є робота гасителів на рідинах з великою кінематичною в’язкістю та ньютонівських рідинах, які використовуються в хімічній промисловості та інших галузях.

Додаток А

Таблиця А.1 – Параметри пульсацій тиску деяких насосів

Тип насосу	Номінальна подача, $q_{\text{ном}}$, $1,66 \times 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$	$p_{\text{ном}}$, МПа	n , об/с	Число робочих органів z	f , Гц	$\frac{\Delta p}{p}$, %	При- мітка
Шестеренні насоси	17	–	41,6	12	До 880	38,7	[85]
2 насоси	36	–	41,6	12	До 1000	33,6	
	17	–	30	12	460–470	36,5	
Плунжерні насоси	7	–	75	7	До 1500	–	[85]
2 насоси	20	–	36,6	9	До 660	6,7	
	28	–	36,6	7	До 520	9,4	
	28	–	36,6	7	6-440	32,8	
Насоси пластинчасті регульовані типу Г12–5М	25,5–105,6	6,3	25	13	325		[103]
Насоси пластинчасті типу БГ12–4	3,3–16,7	10	25	12	300	–	[40]
Шестеренний насос типу НШ 50А–3	112,8	16	40	11	440	–	[42]
Шестеренний насос ти-пу НШ 3–3	17,4	16 (20)	50	10	500	–	[42]
Аксіально-поршневий типу Г13-3М	100	16	16	9	144	–	[103]

Схеми експериментальних зразків пасивних гасителів пульсацій тиску та їх конструктивні параметри

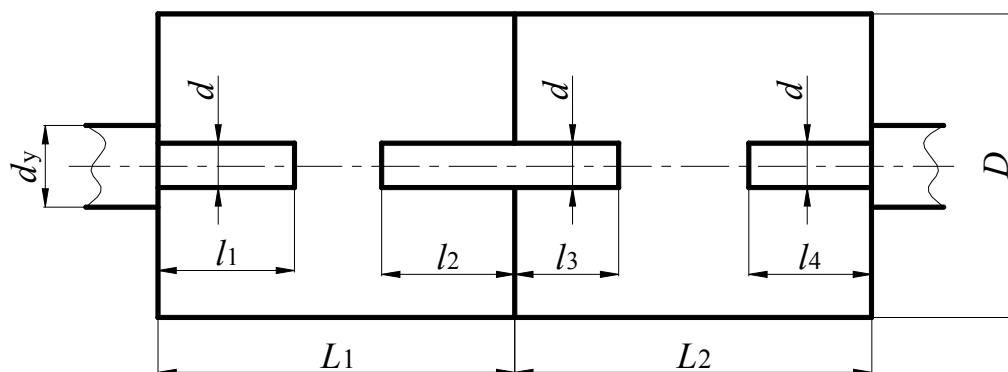


Рис. А.1. Конструктивна схема камерних гасителів

Таблиця А.2 – Значення конструктивних параметрів камерних гасителів

Схема гасителя, рис. 1.6	d , мм	d_y , мм	D , мм	l_1 , мм	l_2 , мм	l_3 , мм	l_4 , мм	L_1 , мм	L_2 , мм
<i>a</i>	10	22	75	330	0	0	0	555	0
<i>a</i>	10	22	75	96	0	0	0	555	0
<i>б</i>	10	22	75	0	220	0	0	555	0
<i>б</i>	10	22	75	0	100	0	0	555	0
<i>в</i>	10	22	75	0	20	100	100	275	275

Таблиця А.3 – Конструктивні параметри інтерференційного гасителя з боковим відгалуженням

d_y , мм	$d_{\text{від}}$, мм	$l_{\text{від}}$, мм
20	20	640
20	20	1000

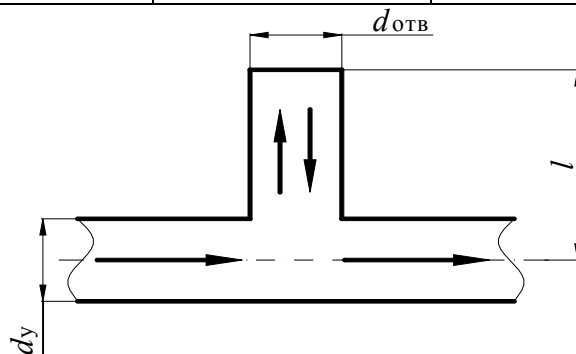


Рис. А.2. Конструктивна схема інтерференційного гасителя з боковим відгалуженням

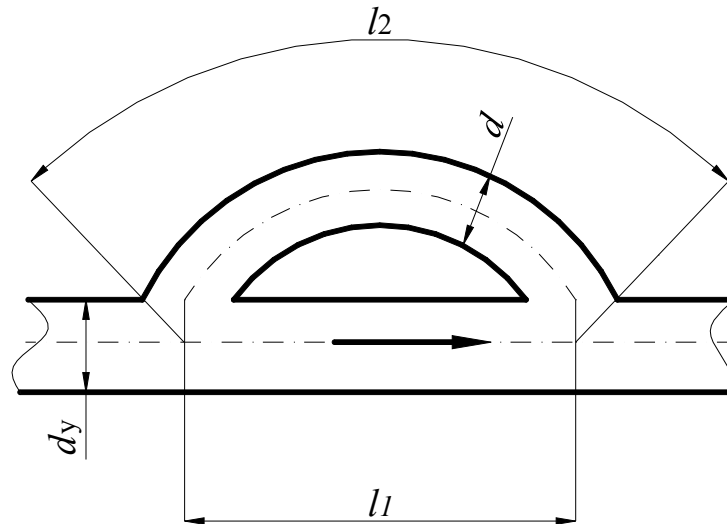


Рис. А.3. Конструктивна схема інтерференційного гасителя з обвідним каналом

Таблиця А.4 – Конструктивні параметри інтерференційного гасителя з обвідним каналом

d_y , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l_1 , мм	l_2 , мм
20	8	6	80	283



Рис. А.4. Експериментальний зразок гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів

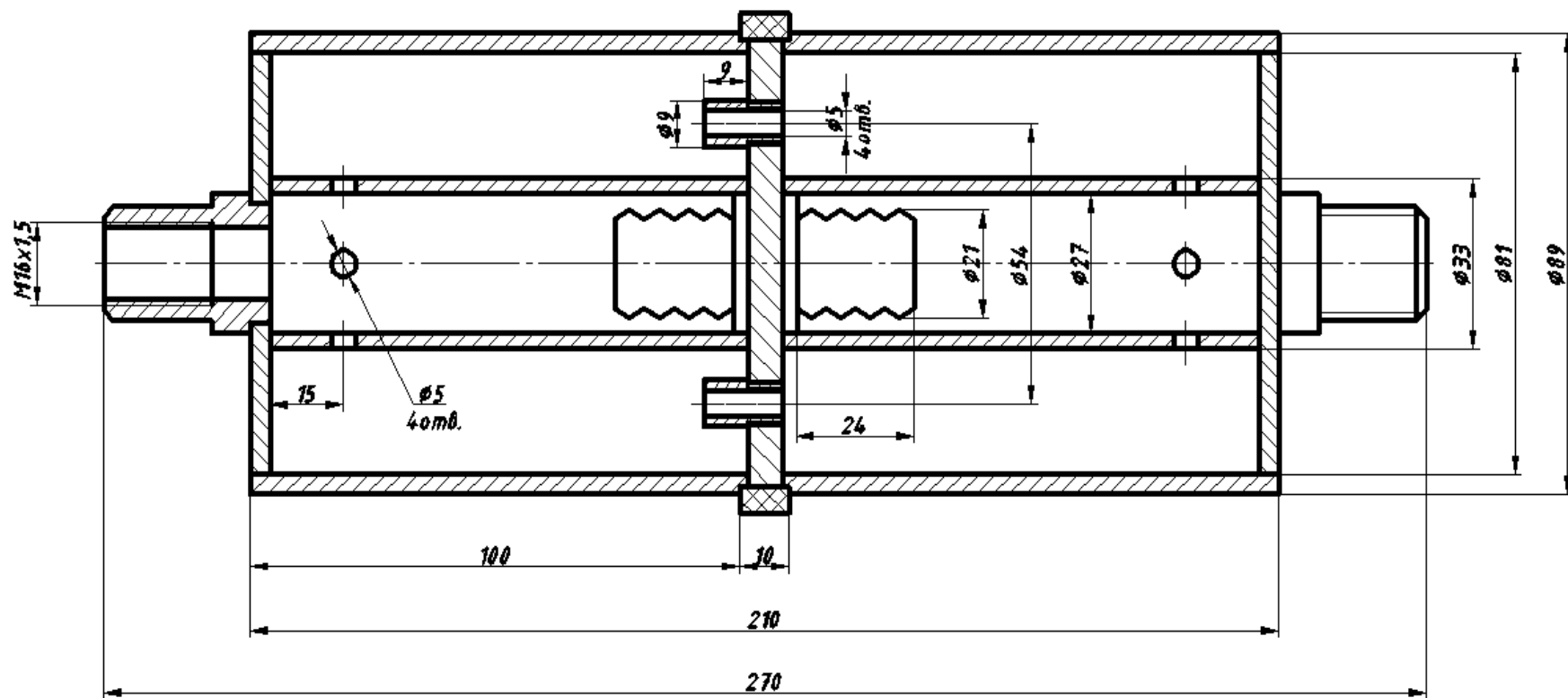


Рис. А.5. Креслення гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів

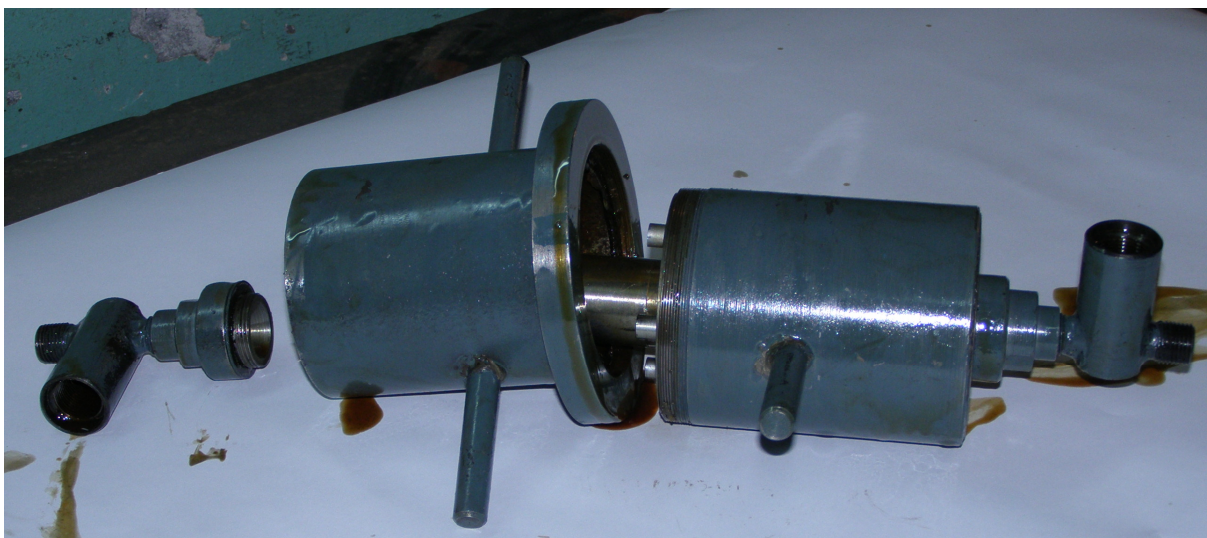


Рис. А.6. Експериментальний зразок гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів

Таблиця А.5 – Технічні характеристики гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів

Назва параметра	Величини параметрів
Умовний прохід, мм	10
Витрата через ГПТ літ/хв:	
номінальна	40
максимальна	180
Тиск на виході з насоса до, МПа	20
Тиск на зливі, не більше, МПа	0,5
Частота пульсацій, с^{-1}	20 – 300
Максимальна амплітуда вхідних пульсацій, в % від тиску на виході з насоса, МПа	25
Експлуатаційні показники:	
РР	Масло мінеральне
діапазон температур РР, $^{\circ}\text{C}$	ІГП–30
тонкість фільтрації, мкм;	25 – 80
втрати тиску МПа, не більше ніж	0,5
коефіцієнт гасіння, більше ніж	1,8
Термін безвідмовної роботи, год не менше ніж	142000
Маса (без РР), не більше, кг	1,7

Таблиця А.6. – Інтенсивності відмов елементів гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів та де яких об'ємних насосів [22, 117]

Гаситель, елемент гасителя	$\lambda \cdot 10^{-6}, 1/\text{год}$		
	λ_{\min}	λ_{cp}	λ_{\max}
Сильфон, $\lambda_{\text{с}}$	0,3	0,3	0,31
Мембрани з гумового полотна, $\lambda_{\text{м}}$		0,4	
Пружина, $\lambda_{\text{п}}$	0,19	0,22	0,42
Трубопровід, $\lambda_{\text{т}}$	0,18	0,18	0,324
Відгалуження, $\lambda_{\text{в}}$	0,03	0,03	0,031
Камера, $\lambda_{\text{к}}$	0,18	0,18	0,324
Отвори, $\lambda_{\text{о}}$	0,1	0,6	0,9
Дроссель постійний, $\lambda_{\text{д}}$		3,0	
Сопло, $\lambda_{\text{со}}$	0,01	0,15	2,11
З'єднання трубопроводів, $\lambda_{\text{зт}}$		0,03	
Насоси:			
– шестеренні, $\lambda_{\text{нш}}$		13	
– аксіально-поршневі нерегульовані, $\lambda_{\text{нан}}$		9	
– аксіально-поршневі регульовані, $\lambda_{\text{нар}}$		20	
Насоси, $\lambda_{\text{н}}$	2,9	13,5	27,4

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода : [справочник] / Е. И. Абрамов, К. А. Колисниченко, В. Т. Маслов – К. : Техника, 1977. – 320 с.
2. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / [Бажин И. И., Беренгард Ю. Г., Гайцгори М. М. и др.] ; под ред. С. А. Ермакова – М. : Машиностроение, 1988. – 312 с.
3. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский – М. : Наука, 1971. – 286 с.
4. Андреева Л. Е. Упругие элементы приборов. [Андреева Л. Е.] ; под ред. В. И. Феодосьева – МАШГИЗ, 1962. – 455 с.
5. Андренко П. Н. Математическая модель предохранительного клапана с интерференционным преобразователем пульсаций / П. Н. Андренко, Р. Я. Асатрян, В. В. Клитной // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье : междунар. науч.-техн. конф., 12–14 мая 1997 г. : материалы – Х., 1997. – Ч. 2. – С. 205–208.
6. Андренко П. Н. Учет упругости рабочей жидкости при проектировании преобразователей пульсаций / П. Н. Андренко, О. В. Дмитриенко // Високі технології в машинобудуванні. – 1999. – С. 15–17.
7. Андренко П. Н. Экспериментальное исследование преобразователей пульсаций / П. Н. Андренко, О. В. Дмитриенко, Э. В. Белоусов // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 2000. – Вып. 79. – С. 32–33.
8. Андренко П. Н. Экспериментальное исследование многокамерных преобразователей пульсаций / П. Н. Андренко, О. В. Дмитриенко, Ю. Н. Стеценко, К. А. Миронов // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2000. № 4. – С. 72–77.
9. Андренко П. Н. Оптимизация математических моделей гидравлических пассивных гасителей пульсаций / П. Н. Андренко, О. В. Дмитриенко // Вестник НТУУ “КПИ”. – 2002. – Т. 2. – вып. 42,– С. 50–53.

10. Андренко П. Н. Построение математических моделей интерференционных преобразователей пульсаций на основе уравнения Навье-Стокса / П. Н. Андренко // Вісник Сумського державного університету. – 2004. – № 2(61). – С. 14–18.
11. Андренко П. М. Визначення межі застосування квазістаціонарності процесу при проектуванні гідроапаратів з вібраційною лінеаризацією / П. М. Андренко, І. П. Гречка, Г. В. Крикун // Високі технології в машинобудуванні. – 2004. – Вип. 2(9). – С. 3–12.
12. Андренко П. М. Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсацій тиску / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2004. – № 5 (11). – С. 88–93.
13. Андренко П. М. Шляхи зменшення пульсацій тиску у системах гідроприводів, побудованих із використанням гідравлічного вібраційного контура / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свиначенко // Високі технології в машинобудуванні. – 2004. – Вип. 2(9). – С. 13–16.
14. Андренко П. М. Визначення параметрів гідроприводів, у яких доцільно використовувати пасивні гасники пульсацій і гідроапарати з вібраційною лінеаризацією / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свиначенко // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – С. 13–21.
15. Андренко П. М. Динамічні характеристики циліндричних пружин гідравлічного вібраційного контуру / П. М. Андренко, О. Л. Григор'єв, І. П. Гречка // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 23. – С. 3–12.
16. Андренко П. М. Анализ конструктивных особенностей гидравлических гасителей пульсаций давления / П. М. Андренко, В. В. Клітної, М. С. Свиначенко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 24. – С. 3–10.
17. Андренко П. М. Метод розрахунку коефіцієнта підсилення інтерференційного підсилювача пульсацій / П. М. Андренко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2006. – № 42. – С. 59–67.
18. Андренко П. М. Математична модель удосконаленого гідравлічного пасивного гасителя пульсацій / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свиначенко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2006. – № 10. – С. 78–92.

19. Андренко П. М. Універсальна математична модель гідравлічних пасивних гасителів пульсацій тиску / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свиначенко // Вісник СХУ ім. В. Даля. – 2006. – № 7(101). – С. 218–222.
20. Андренко П. Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров / П. Андренко, М. Свиначенко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2009. – Vol. 11b. – p. 42–49.
21. Андренко П. М. Експериментальні дослідження гідравлічного гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів / П. М. Андренко, М. С. Свиначенко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2010. – №4/6 (46). – С. 45–51.
22. Андренко П. Надежность гидравлических гасителей пульсаций и их экономическая оценка / П. Андренко, М. Свиначенко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12C. – С.43–53.
23. Андренко П. М. Методика розрахунку та проектування гідравлічного гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегату / П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко, М. С. Свиначенко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2010. – № 10. – С. 78–92.
24. Андренко П. М., Розрахункові дослідження пульсацій тиску в стенді для випробування гідроапаратів / П. М. Андренко, М. С. Свиначенко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків. – 2010. – №6/9 (48). – С. 7–9.
25. Артюхов А. В. Особенности частотных испытаний гидравлических насосов / А. В. Артюхов, Л. И. Брудков // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сборник. – Куйбышев: КуАИ, 1982. – Вып. 9. – С. 12–17.
26. Атшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкостей: Учеб. пособие / А. Д. Атшуль, П. Г. Киселев. – М. : Стройиздат, 1975. – 323 с.

27. Ащеулов А. В. Анализ интенсивности отказов гидравлического оборудования / А. В. Ащеулов // Гидравлика. Пневматика. Приводы. – 2010. № 1 (3). – С. 8–9.
28. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс: [пер. с англ.] / Б. Банди ;– М. : Радио и связь, 1988. – 128 с.
29. Башта Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1967. – 495 с.
30. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика // Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.
31. Бишоп Р. Колебания / Р. Бишоп ; [пер. с англ. под ред. Я. Г. Пановко]. – М. : Наука. гл. ред. физ. мат. лит., 1986. – 192 [3] с.
32. Большев Л. Н. Таблицы математической статистики / Л. Н. Большев, Н. С. Смирнов // – М. : Машиностроение, 1965. – 465 с.
33. Бондарь А. Г. Планирование эксперимента в химической технологии / А. Г. Бондарь, Г. А. Статюха. – К. : Вища школа, 1976. – 184 с.
34. Бычков А. А. Основы теории и организации технической эксплуатации средств связи : сборник задач / А. А. Бычков, В. А. Кальченко. – К. : КВВИУС, 1975. – 105 с.
35. Вибрация в технике : справочник. В 6-ти томах. / Т. 3. Колебание машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф. М. Дименберга и К. С. Колесникова. М. : Машиностроение, 1980. – 544 с.
36. Винарский М. С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М. С. Винарский, М. В. Лурье. – К. : Техніка, 1975. – 168 с.
37. Власов-Власюк О. В. Экспериментальные методы в автоматике / О. В. Власов-Власюк. – М. : Машиностроение, 1969. – 411 с.
38. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления / Н. С. Гамынин. – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с.
39. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учеб. для машиностр. вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов [и др.] – М. : Машиностроение, 1982. – 423 [2] с.
40. Гидравлическое оборудование (Насосы пластинчатые. Тип БГ12-4. Лист № 1.1.03) : [каталог]. – М. : ВНИИМаш, 1978. – 4 с.

41. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества : ОСТ2 Н06-35–84. – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с. – (Отраслевой стандарт).
42. Гидросила : [каталог]. – [Кировоград, ОАО “ Гидросила ”, 2000]. – 39 с.
43. Гликман Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б. Ф. Гликман. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-техн. лит., 1986. – 368 с.
44. ГОСТ 121026-80. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума в свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью. – М. : Изд-во стандартов, 1980. – 21 с.
45. ГОСТ 1741-81. Гидроприводы объемные. Общие технические требования. – М. : Изд-во стандартов, 1982. – 5 с.
46. ГОСТ 12.2.107-85. Система стандартов безопасности труда. Шум. Станки металлорежущие. Допустимые шумовые характеристики. – М. : Изд-во стандартов, 1985 – 15 с.
47. ГОСТ 21482-76. Сильфоны однослойные измерительные металлические. – М. : Из-во стандартов, 1987. – 74 с.
48. ГОСТ 12.2.040-79. Система стандартов безопасности труда. Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования безопасности к конструкции. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 11 с.
49. Григорьев А. Л. Динамический анализ цилиндрической пружины при несимметричных условиях закрепления ее крайних витков / А. Л. Григорьев, И. А. Вештак // Вісник Харківського державного політехнічного університету. – 1999. – № 42. – С. 125–134.
50. Григорьев А. Л. Проектирование пружин, испытывающих динамические нагрузки / А. Л. Григорьев, И. А. Вештак // Вісник Харківського державного політехнічного університету. – 1999. – № 65. – С. 122–128.
51. Григорьев А. Л. Алгебраический метод определения собственных частот продольных колебаний цилиндрической пружины / А. Л. Григорьев, А. И. Дерябенко // Високі технології в машинобудуванні. – 2002. – № 1. – С. 101–109.

52. Григорьев А. Л. Влияние трения на колебания цилиндрических пружин топливной системы дизеля / А. Л. Григорьев, И. А. Вештак, А. И. Дерябенко // Вісник НТУ "ХП". – 2003. – Т. 8, № 1. – С. 134–145.
53. Грунауэр А. А. О связи силы пружины с законом ее деформирования / А. А. Грунауэр, И. И. Тартаковский, А. Л. Григорьев // Теория механизмов и машин. – 1985. – Вып. 39 – С. 7–22.
54. Губарев О. П. Вплив температурного режиму роботи багатопривідних циклових систем об'ємного гідроприводу на рівень енергоспоживання / О. П. Губарев, О. В. Левченко, О. В. Ветрова // Вісник НТУУ "КПІ", Машинобудування. – К. : НТУУ "КПІ", 2009. – № 59. – С. 216–219.
55. Гудсон Р. Е. Обзор методов моделирования переходных процессов в гидравлических линиях / Р. Е. Гудсон, Р. Г. Леонард // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1972. – № 2. – С. 236–244.
56. Данилов Ю. А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.
57. Датчики давления типа ДД : [паспорт]. – Х. : Гидросенсор, 1985. – 11 с.
58. Детали машин. Расчет и конструирование : [справочник], под ред. Н. С. Ачеркана. – М. : Машиностроение, 1968. Т. 2. – 408 с.
59. Дмитриенко О. В. Надежность преобразователей пульсаций. / О. В. Дмитриенко // Вестник НТУУ "КПИ". – 2000. – Т. 1, № 38. – С. 154–157.
60. Дмитрієнко О. В. Поліпшення характеристик гідравлічних пасивних гасителів пульсацій у гідроагрегатах шляхом визначення їх раціональних параметрів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / О. В. Дмитрієнко. – Харків, 2005. – 199 с.
61. Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика : [учеб. для вузов] / Б. Т. Емцев. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.
62. Зайончковський Г. Й. Вплив пружності робочої рідини і обмеженої жорсткості опори кріплення гідравлічного слідкуючого рульового приводу на його стійкість і динамічні властивості / Г. Й. Зайончковський,

- С. І. Пархомчук // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 1(3). – С. 59–63.
63. Зайончковський Г. Й. Оцінка стійкості і протифлатерних властивостей гідромеханічних рульових слідкуючих приводів / Г. Й. Зайончковський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 1 (11). – С. 53–58.
64. Іванов М. І. Імітаційні дослідження хвильових процесів у довгих гідравлічних лініях гідросистем сільськогосподарських машин / М. І. Іванов, С. В. Дусанюк, С. В. Репінський // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 4. – С. 69–72.
65. Итбаев В. К. Исследование предельных состояний сильфонных компенсаторов в условиях криогенных температур / В. К. Итбаев Б. И. Скуратов, В. А. Федоров и др. // Вестник УГАТУ, 2008. – № 1 (26), Т. 10. – С. 36–43.
66. Колебания и волны. Лекции [Электронный ресурс] / В. А. Алешкевич, Л. Г. Деденко, В. А. Караваев. – М. : МГУ. – 2001. – Режим доступа: <http://nature.web.ru>.
67. Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин / [под ред. К. В. Фролова]. – М. : Машиностроение, 1973. – 280 с.
68. Колисниченко К. А. Резонансные явления в системах с высокооборотными насосами / К. А. Колисниченко, В. А. Коротков // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1970. – Вып. 6. – С. 115–123.
69. Коробочкин Б. Л. Динамика гидравлических систем станков / Б. Л. Коробочкин. – М. : Машиностроение, 1976. – 240 с.
70. Коробочкин Б. Л. О передаточных функциях в гидросистемах в сосредоточенных и распределенных параметрах / Б. Л. Коробочкин, М. Д. Комитовски // Машиностроение. – 1968. – № 4. – С. 37–44.
71. Кузмичев В. Е. Законы и формулы физики : [справочник] / В. Е. Кузмичев. [отв. ред. В. К. Тартаковский]. – К. : Наукова думка, 1989. – 864 с.
72. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1973. – 847 с.
73. Лурье З. Я. Выбор метода многокритериальной оптимизации проектирования объемных гидромашин / З. Я. Лурье, И. Г. Лищенко // Вестник Ха-

рьковского государственного политехнического университета. – 2000. – Вып. 89. – С. 155–163.

74. Лурье З. Я. Многокритериальное проектирование радиально-поршневого гидромотора многократного действия / З. Я. Лурье, И. Г. Лищенко // Привод и управление. – 2001. – № 1. – С. 22–26.

75. Лурье З. Я. Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания / З. Я. Лурье, А. Н. Складневский, В. В. Татков // Вісник НТУ “ХП”. – 2005. – № 28. – С. 105–116.

76. Лурье З. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости / З. Лурье, И. Федоренко // MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 С. – С. 10–25.

77. Любшиц М. И. Справочник по сопротивлению материалов / М. И. Любшиц, Г. М. Ицкович. – [2-е изд.]. – Минск: Вышэйш. Школа, 1969. – 464 с.

78. Лямаев Б. Ф. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ / Б. Ф. Лямаев, Г. П. Небольский, В. А. Нелюбов. [под ред. Б. Ф. Лямаева]. – Л. : Машиностроение, 1978. – 192 с.

79. Машиностроительный гидропривод / Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др. ; [под ред. В. Н. Прокофьева]. – М. : Машиностроение, 1978. – 495 с.

80. Методичні вказівки з виконання бакалаврського проекту (роботи) для студентів економічного факультету спеціальності 6.050107 “Економіка підприємств”, денної та заочної форм навчання / [уклад. А. І. Яковлєв]. – Х. : НТУ “ХП”, 2007. – 28 с.

81. Могендович Е. М. Гидравлические импульсные системы / Е. М. Могендович. – Л. : Машиностроение, 1977. – 216 с.

82. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : [учебник для вузов] / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.

83. Немировский И. А. О рациональном построении математической модели при исследовании волновых процессов в трубопроводе / И. А. Немировский, Ж. П. Дусанюк, В. А. Черный // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1986. – Вып. 22. – С. 60–64.
84. Нехай С. М. Колебания в системе гидропривода, возбуждаемые пульсирующей подачей рабочей жидкости / С. М. Нехай // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1972. – Вып. 8. – С. 140–146.
85. Никитин Г. А. Распределительные и регулирующие устройства гидросистем / Г. А. Никитин, А. А. Комаров. – М. : Машиностроение, 1965. – 168 с.
86. Никитин Г. А. Кавитационные явления при течении жидкости через дроссели / Г. А. Никитин, Л. Н. Чебатареv // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1974. – Вып. 10. – С. 106–109.
87. Объемные гидравлические приводы / Башта Т. М., Зайченко И. З., Ермаков В. В. и др. ; [под ред. Т. М. Башты]. – М. : Машиностроение, 1968. – 628 с.
88. Оксененко А. Я. Гидравлические пропорциональные системы управления металлорежущими станками и другими машинами : Обзор / А. Я. Оксененко, Е. А. Скворчевский, Л. А. Подкуйко. – М.: НИИмаш, 1983. – 36 с.
89. ООО “ТЕХРЕЗЕРВ-УКРАИНА”. Прайс лист : [Электронный ресурс] // Режим доступа : kharkov@tchrezerv.ru, www.tchrezerv.ru.
90. Інтерференційний гаситель пульсацій : патент 56290: МПК F16L 55/04 / Андренко П. М., Стеценко Ю. М., Білокінь І. І., Дмитрієнко О. В., Клітної В. В.; заявник і патентновласник СП ЗАТ “ХЕМЗ – ІРЕС”. – № 2000073993; заявл. 06.07.00; опубл. 15.05.03. Бюл. № 5.
91. Гаситель коливань рідини в трубопроводі. на винахід : патент 82336: МПК F16L 55/04 / Андренко П. М., Білокінь І. І., Стеценко Ю. М., Свинаренко М. С.; заявник і патентновласник СП ЗАТ “ХЕМЗ – ІРЕС” / – № 200504242; заявл. 04.05.2005; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 7.
92. Гаситель пульсацій тиску рідини : патент 81454: МПК F16L 55/04 / Білокінь І. І., Дмитрієнко О. В., Фінкельштейн З. Л. заявник і патентновлас-

ник СП ЗАТ “ХЕМЗ – ІРЕС”. – № а200507615; заявл. 01.08.2005; Опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.

93. Понамарев С. Д. Расчет упругих элементов приборов / С. Д. Понамарев, Л. Е. Андреева – М. : Машиностроение, 1980. – 326 с.

94. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1982. – 240 с.

95. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : [учебник для вузов] / Д. Н. Попов. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.

96. Попов Е. П. Динамика систем автоматического регулирования / Е. П. Попов. – М. : Гос. изд. техн.-теорет. лит., 1954. – 798 с.

97. Попов Е. П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / Е. П. Попов, Н. П. Пальтов. – М. : Гос. изд. физ. мат. лит., 1960. – 792 с.

98. Приходько О. А. Технічна аерогідромеханіка : [навч. посіб.] / О. А. Приходько, Д. О. Сьомін. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2002. – 170 с.

99. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учетом обеспечения минимального шума : [метод. рекомендации]. – М. : НИИмаш, 1979. – 55 с.

100. Прокофьев В. Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В. Н. Прокофьев, И. А. Лузанова, Ж. Б. Емченко, А. В. Осецкая // Известие ВУЗов. Машиностроение. 1968. – №.2. – С. 87–93.

101. Рабочие жидкости систем гидропривода: [учеб. Пособие] / В. А. Трофимов, О. М. Яхно, А. П. Губарев, Р. И. Соломин. – К. : НТУУ “КПИ”, 2009. – 184 с.

102. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів: [монографія] / Ю. О. Сахно, Д. Ю. Федориненко, С. В. Бойко, В. С. Волик. – Ніжин: ТОВ Видавництво “Аспект-Поліграф”, 2009. – 172с.

103. Свешников В. К. Станочные гидроприводы : [справочник] / В. К. Свешников. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.

104. Свинарченко М. С. Проектування пружних елементів гасителів пульсацій тиску / М. С. Свинарченко // Вісник НТУ “ХП”. – 2009. – № 37. – С. 70–76.
105. Свинарченко М. С. Особливості проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску рідини / М. С. Свинарченко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2009. – Т. 5, вип. 9. – С. 214–223.
106. Свинарченко М. С. Математична модель стенда для випробувань гідроапаратів / М. С. Свинарченко, П. М. Андренко // Вісник НТУ “ХП”. – 2010. – № 25. – С. 49–58.
107. Сильфоны. Расчет и проектирование. / Л. Е. Андреева, А. И. Беседа, Ю. А. Богданова и др. [под ред. Л. Е. Андреевой] / – М. : Машиностроение, 1975. – 156 с.
108. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номенклатура показателей: ГОСТ 4.37-90. [Введен в действие 1990-06-09]– М. : Изд-во стандартов, 1990. – 39 с.
109. Скворчевский Е. А. Гасители колебаний давления в гидравлических системах / Е. А. Скворчевский, А. П. Усатый // Вестник машиностроения. – 1980. – № 4. – С. 14–15.
110. Скляревский О. М. Об’ємний гідропривід : [навч. посіб.] / О. М. Скляревский. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.
111. Скляревский А. Н. Динамика позиционного следящего привода с длинными гидролиниями / А. Н. Скляревский, А. И. Денисенко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2003. – № 1. – С. 47–51.
112. Снижение содержания нерастворенного воздуха в рабочих жидкостях гидросистем : [метод. Рекомендации] / Аврунин Г. А., Венцель Е. С., Ливада Г. Ф. и др. – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 28 с.
113. Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидравлических систем : Обзор / Рокшевский В. А., Татьков В. В., Ливада Г. Ф. и др. – М. : НИИмаш, 1981. – 58 с.
114. Соболев И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – М. : Наука, 1981. – 107 с.

115. Создание малошумных комплектных гидроприводов на давление до 32 МПа : [метод. рекомендации]. – М. : НИИмаш, 1984. – 48 с.
116. Струтинський В. Б. Оцінка параметрів позиційних приводів металорізальних верстатів за допомогою нелінійної блочно-модульної стохастичної математичної моделі / В. Б. Струтинський, В. К. Даниленко, С. А. Чабан // Весник НТУУ “КПІ”. Машиностроение. – 2000. – Т. 1, вып. 38. – С. 137–147.
117. Сырицын Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода \ Т. А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1981. – 216 с.
118. Техническая диагностика гидравлических приводов / Алексеева Т. В., Бабанская В. Т., Башта Т. М. и др. ; [под ред. Т. М. Башты]. – М. : Машиностроение, 1989. – 264 с.
119. Темнов В. К. Волновые процессы в гидросистемах : [учеб. пособие] / В. К. Темнов. – Челябинск: ЧПИ, 1981. – 81с.
120. Теория автоматического управления : [учебник для вузов] / Гольдфарб Л. С., Балтрушевич А. В., Нетушил А. В. и др. ; [под ред. А. В. Нетушила]. – М.: Высшая школа, 1976. – 400 с.
121. Точный импульсный шумомер 00 024. Инструкция по обслуживанию. Veb robotron-messelektronik «Otto Schön» Dresden, DDR-8012, Lingnerallee 3, Postschließfach 211.
122. Трихка Л. М. Эффективный метод моделирования зависящих от частоты силы трения в неустановившемся потоке жидкости / Л. М. Трихка // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1975. – № 1. – С. 207–214.
123. Унифицированные пружины сжатия. Справочник. / Прохоренко И. Ф., Гавриленко Н. Г., Ильин А. Д., Томашев Л. А. – М. : Металлургия, 1982. – 646 с.
124. Финкельштейн З. Л. Эксплуатация гидравлического оборудования/ З. Л. Финкельштейн – Алчевск: Донбаський державний технічний університет, 2008. – 123 с.
125. Фінкельштейн З. Л. Розрахунок характеристик удосконаленого гасителя пульсацій/ З. Л. Фінкельштейн, О. В. Дмитрієнко // Вісник Кременчуць-

- кого державного політехнічного університету ім. М. Остроградського – Кременчук: КДПУ, 2008. – Вип. 2/2008 (49). – Ч. 2. – С. 125–128.
126. Хвингия М. В. Вибрация пружин / М. В. Хвингия. – М. : Машиностроение, 1969. – 287 с.
127. Чарный И. А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах / И. А. Чарный. – М. – Л. : Гос. из-во технико-теоретич. лит., 1951. – 223 с.
128. Чепуренко В. Г. Вычисление погрешностей измерений / В. Г. Чепуренко, В. Г. Нижник, Н. И. Соколова. – К. : Вища школа, 1978. – 37 с.
129. Шорин В. П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В. П. Шорин. – М. : Машиностроение, 1980. – 156 с.
130. Электрогидравлические следящие системы / Хохлов В. А., Прокофьев В. Н., Борисова Н. А. и др. ; [под ред. В. А. Хохлова]. – М. : Машиностроение, 1971. – 431 с.
131. Яковлев А. І. Соціально-економічна ефективність за умов ринку : [навч. посібник] / А. І. Яковлев. – К. : ІСДО, 1994. – 228 с.
132. Яковлев А. І. Надійність занурю вальних асинхронних електродвигунів та їхня економічна ефективність / А. І. Яковлев, Ю. М. Стеценко, Ю. Ю. Стеценко – Харків: Бурун Книга. – 2007. – 96 с.
133. Якушев В. Л., Кучерявенко Д. Г. Расчет сильфонов с учетом геометрической нелинейности // Электронный адрес: <http://www.ipdn.ru/rics/doc0/DB/b4/1-yak-k.htm>
134. Andrenko P. N. Model matematyczny interferencyjnego przemiennika pulsacji cisnienia w ukladach hydraulicznuch / P.N. Andrenko // Hydraulika i Pneumatyka. – 2001. – № 3. – S. 25–27.
135. Andrenko P. Some aspects of designing hydraulic valves with dither linearization / P. Andrenko // Hydraulika a Pneumatika. – 2003. – № 4. – P. 5–7.
136. Ickiewicz J. Metody pomiaru pulsacji cisnienia pomp wyporowych // Napedy i sterowania hydrauliczne 93. Konferencja naukowo-techniczna, Wroclaw, 1993. – S. 244–252.

137. Kollek W. Wpływ parametrów eksploatacyjnych pomp zębatych na współczynnik wypromieniowania gźwięku / W. Kollek // II Konferencja pneumatyczne i hydrauliczne elementy automatyki przemysłowej, 1981. – Warszawa, 1981. – S. 473–478.
138. Kollek W. Kształtowanie konstrukcji elementów rozwojem napędów hydraulicznych / W. Kollek // Konferencja naukowo-techniczna: Napęd hydrostatyczne maszyn - rozwój i wytwarzanie. – 19–20 listopada, Gdansk, 1999. – S. 25–38.
139. Kollek W. Untersuchungen der schallemmission von flugelzellenpumpe mittels akustische holografie / W. Kollek, E. Gawrys, P. Osinski, J. Rutanski // Innowacje i postęp w Hydraulice i pneumatyce : piąte polsko-niemieckie seminarium, 18-19 września, 2003. – Warszawa, 2003. – S. 48–56.
140. Kudzma Z. Zjawiska falowe w układach hydrostatycznych sterowanych proporcjonalnie / Z. Kudzma, S. Kudzma // Hydraulika i Pneumatyka. – 2002. – № 6. – S. 15–17.
141. Mednis W. Hydrauliczne napędy i ich sterowania / W. Mednis. – Warszawa: OWPW, 1999. – 93 s.

Наукове видання

АНДРЕНКО Павло Миколайович
ДМИТРІЄНКО Ольга Вячеславівна
СВИНАРЕНКО Максим Сергійович

**ГАСИТЕЛІ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ
ОБ'ЄМНИХ ГІДРОАГРЕГАТИВ**

Монографія

Роботу до видання рекомендував Г. А. Крутіков
Редактор Н. В. Верстюк
Комп'ютерна верстка О. В. Дмитрієнко

План 2012 р, поз14
Підп. до друку 10.07.2012. Формат 60х84/16. Папір офс.
Офс. друк. Ум. друк. арк. 7,3.
Тираж 300 пр.

Видавництво “НТМТ”.

Свідоцтво про Державну реєстрацію ДК № 1748 від 15.04.2004 р.
61072, Харків, пр. Леніна, 58 к. 106. Тел. 763-03-80, 763-03-72

Віддруковано в друкарні ТОВ «ЦИФРА принт»
на цифровому лазерному комплексі Xerox DocuTech 6135.
Адреса: м. Харків, вул. Культури, 22-Б.